

BOMBAS

Selección, uso y mantenimiento

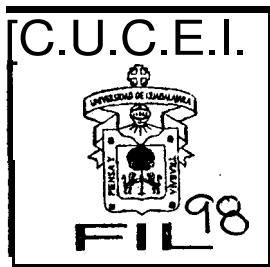
Kenneth J.
Y
el cuerpo de redactores de *Chemical*

Traducción

Francisco G. Noriega
Contador Público y
Perito Traductor

Revisión Técnica

José Hernán Pérez Castellanos
Ingeniero Industrial
Escuela Militar de Ingenieros
Profesor Titular, ESIME, IPN



McGRAW-HILL

MÉXICO . BUENOS AIRES . CARACAS . GUATEMALA . LISBOA . MADRID . NUEVA YORK
PANAMÁ . SAN JUAN . SANTAFÉ DE BOGOTÁ . SANTIAGO . SAO PAULO
AUCKLAND . HAMBURGO . LONDRES . MILÁN . MONTREAL . NUEVA DELHI .
SAN FRANCISCO . SINGAPUR . ST. LOUIS . SIDNEY . TOKIO . TORONTO

Contenido

Introducción

vii

Sección 1. Selección, diseño y estimación de costos

Selección de la bomba adecuada	3
Requisitos de las bombas para industrias de procesos químicos (IPQ)	16
Selección de las bombas para reducir costos de energía	26
Selección de las bombas para industrias de procesos químicos (IPQ)	30
Ahorro de energía y costos en sistemas de bombeo	43
El gas inerte en el líquido perjudica el rendimiento	48
Consideración de los gases disueltos para el diseño de la bomba	55
Estimación de costos de bombas centrífugas y motores eléctricos	61
Las unidades motrices de velocidad variable pueden reducir los costos de bombeo	65

Sección II. Bombas centrífugas

Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema	71
Análisis de circuitos de bombas 'centrífugas	96
Dimensionamiento de bombas centrífugas para servicio seguro	102
Sistemas de recirculación para enfriar bombas centrífugas	105
Selección de una bomba centrífuga	110
Manera de lograr un funcionamiento sin problemas de las bombas centrífugas	117
Diagnóstico de problemas de bombas centrífugas: Parte I	122
Diagnóstico de problemas de bombas centrífugas: Parte II	127
Diagnóstico de problemas de bombas centrífugas: Parte III	135
Efectos de las variaciones dimensionales- en las bombas céntrifugas	139
Sistemas de derivación para bombas centrífugas	147

Sección III. Bombas de desplazamiento positivo

Bombas reciprocantes	153
Bombas dosificadoras de diafragma	174

Selección y aplicación de bombas rotatorias de desplazamiento positivo	193
Prevención de la cavitación en bombas rotatorias de eneranes	206
Cómo calcular el tamaño de los amortiguadores de pulsaciones para bombas recprocantes	211

Sección IV. Aplicaciones especiales

Bombas exentas de fugas para industrias de procesos químicos	223
Bombas centrífugas hechas de plástico para servicio corrosivo	230
Fluoruro de polivinilideno para bombas resistentes a la corrosión	234
Selección y aplicación de bombas para pastas aguadas	237
Número de Miller: medida de la abrasividad por pastas aguadas	244
Dosificación con bombas de engranes	249
Factores básicos de bombas dosificadoras reciprocantes	255
Bombas para aguas negras industriales	266
Funcionamiento de bombas de engranes y de tornillo en aplicaciones con polímeros	274
Válvula de control versus bomba de velocidad variable	284
Selección y aplicación de bombas de impulsor flexible	289

Sección V. Unidades motrices, sellos, empaquetaduras y tuberías

Selección de la unidad motriz de velocidad ajustable	299
Unidades motrices con motor neumático para bombas pequeñas	315
Corrección de fallas de sellos y cojinetes en bombas para proceso	319
Por qué fallan los sellos mecánicos	323
Localización de fallas en sellos mecánicos	327
Selección e instalación de sellos mecánicos	338
Selección e instalación de empaquetaduras mecánicas	345
Diseño de tuberías para las condiciones de succión	354
Diseño de tuberías para las condiciones de descarga	362
Índice	371

Introducción

En los primeros años de esta década hubo una fuerte recesión en la industria química. Hubo que despedir ingenieros y cerrar plantas. La industria tuvo una serie de cambios. Se aceleró el empleo de computadoras. La biotecnología se volvió un término clave. El afán en busca de eficiencia y economía empezó a dar dividendos. Para mediados de 1984, habían mejorado las perspectivas para la industria de procesos químicos.

Pero subsiste el aspecto básico. El público todavía necesita productos químicos y la industria todavía necesita bombas, y se necesitan bombas para efectuar el trabajo adecuado. Además, hay que conservar la energía y energéticos.

Esta obra se publicó originalmente en un momento crítico para la industria de procesos químicos y en ella se han reunido los mejores datos disponibles y necesarios, redactados por las personas especializadas, para que las bombas se paguen por sí solas en una planta.

En esta serie de obras compiladas por *Chemical Engineering* se presenta un libro exclusivo para bombas, con artículos seleccionados, publicados en los últimos años.

La primera sección, que trata de la selección, diseño y costos de las bombas, aparece al principio del libro. Si hay la posibilidad de cometer errores, es preferible que sean sobre papel y no con acero inoxidable o Teflon. Después se presentan secciones con los aspectos básicos de las bombas centrífugas y las bombas de desplazamiento positivo, con todo lo que usted desea o necesita saber, sin hacer demasiadas preguntas. La sección destinada a aplicaciones especiales quizá incluya una situación especí-

fica en su planta o, cuando menos, puede darle algunas indicaciones iniciales. Tampoco se han olvidado las unidades motrices, sellos, empaquetaduras y tuberías.

Esta obra incluye todo lo relacionado con la tecnología de las bombas para industrias de procesos químicos. Información que puede ahorrarle mucho tiempo, energía y dinero.

Sección 1

Selección, diseño y estimación de costos

Selección de la bomba adecuada

Requisitos de las bombas para industrias de procesos químicos (IPQ)

Selección de las bombas para reducir costos de energía

Selección de las bombas para industrias de procesos químicos (IPQ)

Ahorro de energía y costos en sistemas de bombeo

El gas inerte en el líquido perjudica el rendimiento

Consideración de los gases disueltos para el diseño de la bomba

Estimación de costos de bombas centrífugas y motores eléctricos

Las unidades motrices de velocidad variable pueden reducir los costos de bombeo

Selección de la bomba adecuada

La selección de la bomba adecuada para cualquier aplicación entre la multitud de estilos, tipos y tamaños puede ser difícil para el usuario o el contratista de construcción. El mejor método es hacer investigaciones preliminares, llegar a decisiones básicas y selecciones preliminares y analizar la aplicación con el proveedor de la bomba.

Richard F. Neerken, Ralph M. Parsons Co.

La clave para hacer la selección correcta de la bomba radica en el conocimiento del sistema en que trabajará la bomba. El ingeniero que especifica una bomba puede hacer una selección errónea por no haber investigado los requisitos totales del sistema ni determinar cuál debe ser el rendimiento de la bomba. Además, cuando la respon-

sabilidad de la elección de la bomba está en manos del representante del proveedor, puede serle difícil o imposible determinar los requisitos totales de la operación.

Por ello, si la primera regla para la selección de la bomba es el conocimiento completo del sistema ¿cómo se puede lograr? En la industria de procesos químicos, el punto

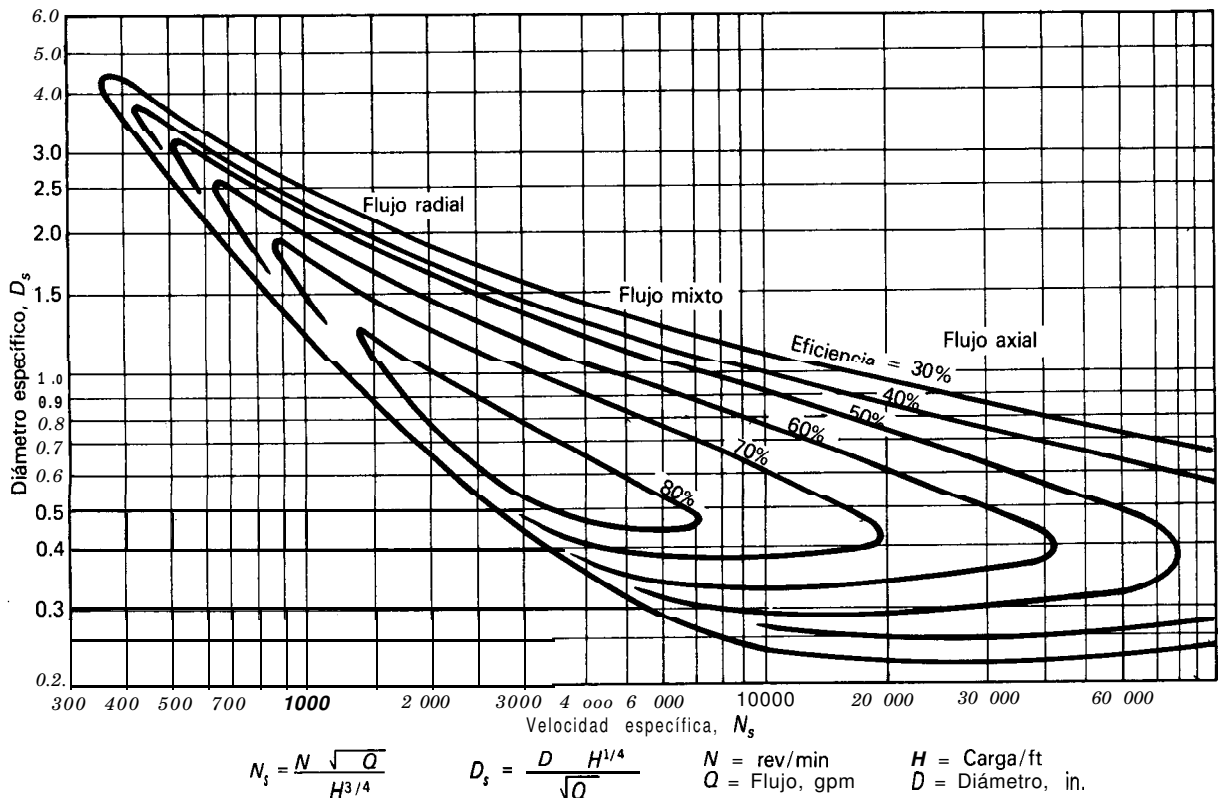


Fig. 1 La gráfica de velocidad específica es una gran ayuda en la selección preliminar de bombas centrífugas de una velocidad

Tabla I Selección de bomba para el problema de la figura I

Capacidad, gpm	<u>500</u>		
Densidad relativa a temp.	<u>0.88</u>		
Carga total, ft	<u>350</u>		
Viscosidad a temp.	<u>0.2 cP</u>		
Temperatura, °F	<u>110</u>		
NPSH disponible, ft	<u>20</u>		
Fabricante	<u>A</u>	<u>B</u>	<u>C</u>
Modelo o tamaño	<u>3 × 4 × 10½</u>	<u>4 × 6 × 10½</u>	<u>3 × 4 × 11</u>
No. de etapas	<u>1</u>	<u>1</u>	<u>1</u>
Velocidad, rpm	<u>3570</u>	<u>3570</u>	<u>3550</u>
Eficiencia, %	<u>71</u>	<u>61</u>	<u>-69</u>
hp al freno en punto especificado	<u>54.8</u>	<u>72.5</u>	<u>56.4</u>
al final de la curva	<u>63</u>	<u>95</u>	<u>70</u>
NPSH requerida, ft	<u>18</u>	<u>9</u>	<u>13</u>
Diám. de impulsor; nominal/máx., in	<u>9¾/10½</u>	<u>9¾/10½</u>	<u>9"/11</u>
Costo: bomba con unidad motriz	<u>6 000</u>	<u>6500</u>	<u>5500</u>
Evaluación de potencia	<u>0</u>	<u>+ 6,338</u>	<u>+ 573</u>
Base de costo de potencia 3 ¢ por kWh 8,000 h/año 2 años, \$	<u>19,623</u>	<u>25,961</u>	<u>20,196</u>
Recomendación	Basada en máxima eficiencia ↑		

de partida son las hojas de flujo del proceso y los diagramas de tubería e instrumentos.

Cuando las bombas tienen la succión en recipientes, tambores o domos y con altura variable encima de la bomba, el ingeniero en bombas debe encontrar la altura óptima y coordinar los requisitos para la bomba, en cooperación con otros ingenieros encargados del diseño de los recipientes o cimentaciones. Si la bomba se va a instalar en un sumidero o en una fosa, los factores esenciales incluyen el tamaño correcto de la fosa, los requisitos de flujo cuando el líquido se aproxima a la bomba y la ubicación de ella en la fosa, con espaciadores y placas desviadoras adecuadas, si se requieren.

Cuando la pérdida por fricción en un aparato o la tubería es parte importante de la carga total, el ingeniero especialista podrá influir hasta cierto grado en la selección de la caída permisible de presión. A menudo, como cuando se trata de ahorrar en el costo inicial, el diseñador de la tubería puede proyectarla de un tamaño que produzca gran caída de presión. Esto requeriría una bomba de mucha más potencia que la requerida para un tubo más grande. El caballaje consumido por una carga más elevada se debe evaluar con cuidado, porque representará siempre costos más altos en toda la duración de la bomba.

Los líquidos volátiles, calientes, viscosos, las pastas aguadas y las soluciones cristalinas requieren métodos

Tabla II. Selección de bomba para el problema de máxima NPSH descrito en el texto

Capacidad, gpm	<u>500</u>		
Densidad relativa a temp.	<u>0.88</u>		
Carga total, ft	<u>350</u>		
Viscosidad a temp.	<u>0.2 cP</u>		
Temperatura, °F	<u>250</u>		
NPSH disponible, ft	<u>Varios</u>		
Fabricante	<u>X</u>	<u>Y</u>	<u>Z</u>
Modelo o tamaño	<u>3 × 4 × 10½</u>	<u>3 × 4 × 11</u>	<u>4 × 6 × 10½</u>
No. de etapas	<u>1</u>	<u>1</u>	<u>1</u>
Velocidad, rpm	<u>3,570</u>	<u>3,570</u>	<u>3,570</u>
Eficiencia, %	<u>71</u>	<u>69</u>	<u>61</u>
hp al freno en punto especificado	<u>54.8</u>	<u>56.4</u>	<u>72.5</u>
al final de la curva	<u>63</u>	<u>70</u>	<u>95</u>
NPSH requerida, ft	<u>18</u>	<u>13</u>	<u>9</u>
Diám. de impulsor; nominal/máx., in	<u>9¾/10½</u>	<u>9½/11</u>	<u>9¾/10½</u>
Costo: bomba con unidad motriz	<u>6 000</u>	<u>5500</u>	<u>6 500</u>
Evaluación de potencia	<u>0</u>	<u>+ 573</u>	<u>+ 6338</u>
Base de costo de potencia 3 ¢ por kWh 8,000 h/año 2 años, \$	<u>19 623</u>	<u>20 196</u>	<u>25 961</u>
Recomendación	Costo de elevar tambor de sección en 5 ft, desde del ahorro de potencia. No costea	Basada en NPSH adecuada y cerca de eficiencia máxima ↑	NPSH baja reduce la eficiencia. No costea

más cuidadosos para la selección. Se deben tener en cuenta bombas de eje (flecha) horizontal o vertical junto con el tipo: centrífuga, rotatoria, de turbina, alta velocidad o baja velocidad. La especificación de los materiales compatibles con los líquidos que se bombean es un requisito que salta a la vista; pero a veces se olvida que quizá no haya disponible un estilo o tipo particular de bomba o que no resultará económica si es de ciertos materiales especiales. Los tipos de unidades motrices, sus mecanismos, acoplamiento, engranes y sellos también intervienen en la decisión final. Este trabajo requiere estrecha cooperación entre el usuario y el proveedor en cuanto a requisitos y disponibilidad.

La velocidad específica como guía

En el Hydraulic Institute Handbook¹ y en otros manuales bien conocidos^{2,3} y en otro artículo del autor,⁴ aparece el número adimensional, velocidad específica

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

en donde N_s = velocidad específica, N = velocidad de rotación, Q = capacidad y H = carga (columna).

Esto ayuda a determinar la capacidad de todas las bombas centrífugas.

Tabla III Selección de bomba para el problema de alta presión

Capacidad, gpm	250			
Densidad relativa a temp.	0.88			
Carga total, ft	2625			
Viscosidad a temp.	0.7 cP			
Temperatura, °F	110			
NPSH disponible, ft	20			
Fabricante	A	B	C	D
Modelo o tamaño	Horizontal, 10 etapas	Vertical, etapas mól.	Vertical, alta veloc.	Reciprocante, de émbolo
No. de etapas	10	12	1	5 cilindros
Velocidad, rpm	3,550	3,550	16,200	320
Eficiencia, %	67.5	68	62	90
hp al freno en punto especificado	216	215	235	162
al final de la curva	238	254	250	Máx. 200
NPSH requerida, ft	10	8	10	29*
Diám. de impulsor; nominal/máx., in	8½/8¾	7½/7⅞	5	—
Costo: bomba con with unidad motriz	50,000	70,000	35,000	65,000
Evaluación de potencia	+25,920	+25,440	+35,040	0
Base de costo de potencia 3 ¢ por kWh 8,000 h/año 2 años, \$	103,680	103,200	112,800	77,760
Recomendación	Selección más probable de bomba convencional ↑	Muy poco ahorro de potencia; no garantiza el costo adicional	Mínimo costo inicial. Considerarle seriamente? ↑?	Aunque este máxima eficiencia, no se utilizaría en una planta moderna *muy alta

Una nueva gráfica (Fig. 1) derivada de las antiguas," pero adaptada para uso con bombas expresa la capacidad en gal/min, o sea el caudal en sistema inglés. Esta gráfica, cuando la industria adopte por completo el "SI", se puede convertir a unidades métricas. Algunos de los siguientes ejemplos se relacionan con la figura 1 y se indica el modo de utilizarla.

Selección para mayor eficiencia

La mayoría de las bombas de proceso en uso son centrífugas. La eficiencia de la bomba tiene un lugar prominente entre los factores que se deben considerar. En un esfuerzo por reducir el costo inicial, a menudo se seleccionan bombas que no representan el diseño más eficiente para un servicio dado. ¿Se debe dejar la elección de la eficiencia al fabricante de la bomba? Desde luego, el usuario le debe dar alguna orientación respecto a los costos de energía y métodos para recuperación de la inversión.

En la figura 2 se ilustra una bomba típica para alimentación, que tiene la succión en un tanque, bombea a través de un intercambiador de calor y de una válvula de control hacia un reactor o recipiente para proceso. Supóngase una temperatura ambiente normal, líquido limpio que no sea volátil ni tóxico, una amplia carga neta positiva de succión (Net Positive Suction Head, NPSH), nin-

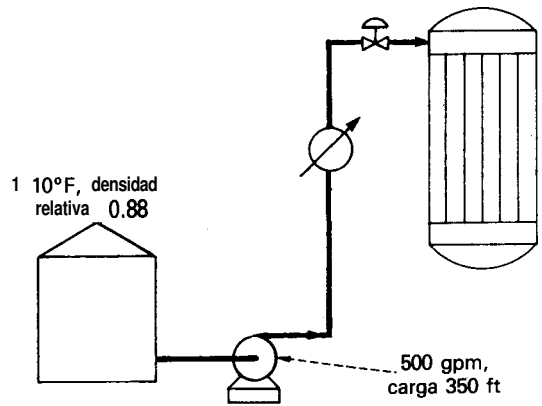


Fig. 2 Diagrama de flujo del sistema sencillo, analizado en el texto

gún contenido de sólidos, viscosidad más o menos como la del agua; en otras palabras, un sistema lo más sencillo que sea posible. En teoría, se podría empezar con el supuesto de un motor de 60 Hz con velocidad de 3 550 rpm y hallar la velocidad específica (981 rpm) de esa bomba en la figura 1. En forma similar, se pueden encontrar en la figura 1 el diámetro específico D_s y la eficiencia calculada (72 %) con lo que se tendrían una bomba centrífuga de una etapa o paso, de 3 550 rpm, con impulsor de 8.53 in de diámetro y una eficiencia total de 72 %.

En realidad, todo lo anterior sería conocido para el usuario o el contratista con experiencia y no se necesitarían esos cálculos. Se podría especificar con confianza una bomba de una etapa y un cálculo empírico de la potencia sobre la base de 70% de eficiencia no estaría muy errado. En la tabla 1 se indica cómo seleccionarían tres fabricantes distintos una bomba para esas condiciones. Las variaciones en el tamaño y la eficiencia se deben a que cada fabricante trata de escoger, en su línea normal, la bomba que mejor cumpla con los requisitos del comprador. En la parte inferior de la tabla se indica cómo se podrían evaluar estas selecciones sobre la base de un costo supuesto de 3 centavos de dólar por kWh y un tiempo de amortización de dos años.

Selección de bombas para líquidos volátiles

Con un ejemplo similar, pero con el supuesto de que el líquido estará a su presión de vapor o cerca de ella y almacenado en una esfera o tambor en vez de un tanque atmosférico, se describirá la selección de la bomba con base en la NPSH.

Por lo general, para el flujo en ese proceso se supone que habrá equilibrio entre el líquido y el vapor en el tambor o domo de succión. Este método muy conservador producirá un cálculo sin peligro. La fórmula para la NPSH disponible ($NPSH)_A$ de la bomba es:

$$(NPSH)_A \text{ (pies de líquido)} = \frac{(p_s - p_{vp})2.31}{\text{densidad relativa}} + h_s - h_{fr} \quad (1)$$

en donde P_s = presión de succión, psi; P_{vp} = presión de vapor, psi; densidad relativa = la del líquido a la temperatura de la bomba; h_s = carga estática, ft y h_f = pérdida por fricción en la tubería de succión, ft.

Por tanto, la $(NPSH)_A$ es una función de la carga estática del recipiente encima de la bomba, menos la fricción en el tubo de succión, porque se ha supuesto que p_s es igual a p_{vp} . En las referencias aparecen más datos de la $NPSH$.

El usuario debe especificar la $NPSH$ disponible para la bomba. El fabricante no puede conocer todos los detalles del sistema del usuario ni presentar una cotización con opciones para distintas bombas que requieren $NPSH$ diferentes. El ingeniero debe estudiar los aspectos económicos de una colocación más elevada del tambor de succión o, quizá, aumentar el tamaño de la tubería de succión para aminorar las pérdidas por fricción, a fin de llegar a un valor realista de $NPSH$ para el sistema dado.

Supóngase que el ingeniero sugiere 10 ft desde el nivel del piso hasta el nivel más bajo de líquido en el tambor de succión. La $NPSH$ es de unos 11 ft, con base en una bomba con la línea de centros del impulsor a 2 ft sobre el piso y con una pérdida de 1.7 ft en la tubería de succión de 6 in. Le parece que ese valor de $NPSH$ es bajo, por lo cual también tiene en cuenta alturas de 12 y de 14 ft y el empleo de tubo de succión de 8 in, con lo cual se tiene valores más altos para la $(NPSH)_A$. Los fabricantes podrían ofrecer una solución como la de la tabla II, en donde se ve que el valor más alto de $(NPSH)_A$ hace posible la selección de una bomba más eficiente, que podrá amortizar su costo más elevado en un tiempo más corto.

En la figura 3 se presentan datos a fin de determinar cuánta $NPSH$ se debe tener disponible para una buena selección de bombas. Esta guía se basa en la velocidad específica de succión (N_{ss}), que es un índice de la capacidad de succión o $NPSH$ requerida ($NPSH)_R$.

$$N_{ss} = \frac{N\sqrt{Q}}{H_s^{3/4}} \quad (2)$$

en donde N = velocidad de rotación, Q = capacidad (gpm) y $H_s = (NPSH)_R$ ft.

Hay disponibles bombas centrífugas con valores N_{ss} de 7 000 a 13 000 o mayores. Los valores superiores a 15 000 requieren un impulsor del tipo de inductor. Los impulsores de doble succión que, en realidad, equivalen a dos impulsores de succión sencilla "encontrados" y fundidos en una sola pieza, darán menor $(NPSH)_A$ para los mismos flujos y velocidad que los de succión sencilla. Cuando se utilizan las curvas de la figura 3 para impulsores de doble succión, los valores de Q se deben reducir a la mitad.

Selección de bombas para grandes capacidades

Supóngase que en el ejemplo de la figura 2, se requiere un flujo 10 veces mayor, sin que varíe la carga, mediante el aumento en el tamaño de la tubería y de los aparatos en el sistema. Supóngase también que en este sistema de bombeo se maneja un líquido volátil y que la $NPSH$ disponible consiste sólo en la carga estática menos la pérdida por fricción en la tubería de succión. Al consultar la figura 3 para un flujo de 5 000 gpm, se verá que la selección de una bomba de succión sencilla a 3 350 no es atinada.

Una $(NPSH)_R$ de 50 ft sería irrazonable e inaceptable en una unidad para proceso y es muy probable que no exista una bomba comercial de ese diseño. La succión sencilla a 1 760 rpm puede ser satisfactoria, aunque parece que lo mejor es la doble succión, con la cual una velocidad específica de succión de 11 000 y una velocidad de rotación de 1 760, la $NPSH$ requerida es de 16 ft. Si se consultan las curvas estándar de los fabricantes, se verá que esa bomba está disponible en el mercado. El usuario puede tener confianza en esa selección y calculará un margen de seguridad razonable al establecer las alturas del recipiente o del tambor de succión, de modo que la $(NPSH)_A$ sea mayor que la requerida por lo menos dos o tres pies.

Basada en velocidad específica de succión

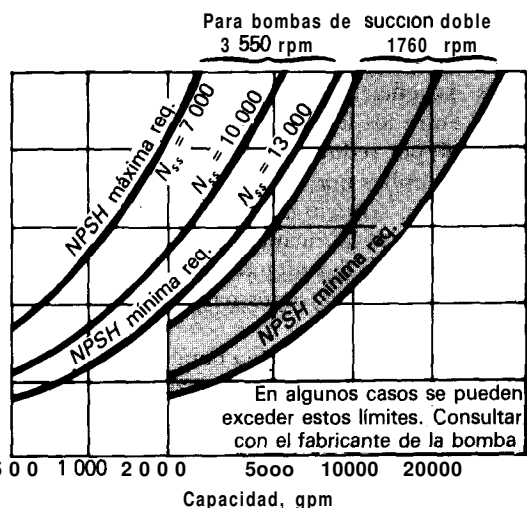
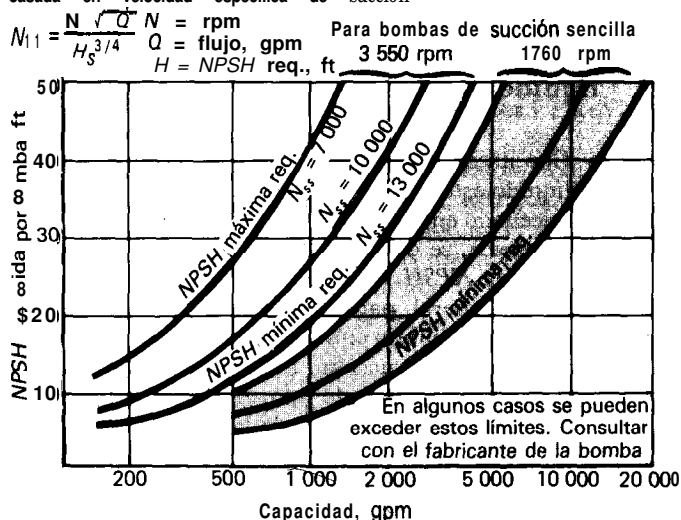


Fig. 3 Guía para la selección de la $NPSH$ requerida para bombas centrífugas de succión sencilla y doble

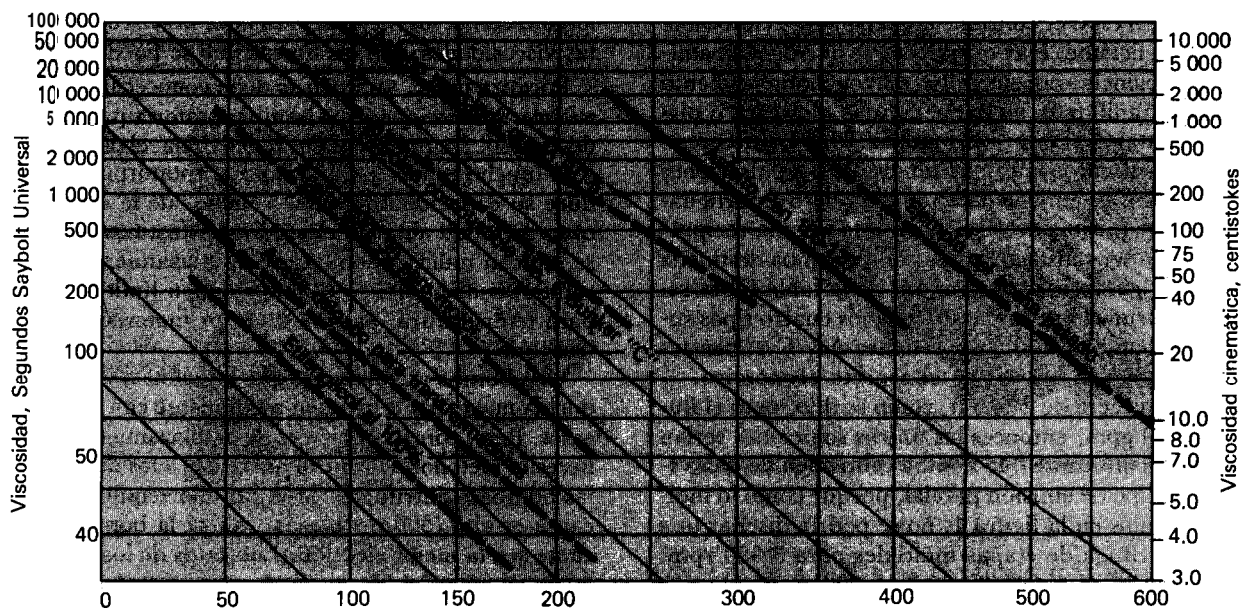


Fig. 4 Ejemplo de la gráfica de viscosidad contra temperatura

En ciertos servicios especiales se puede necesitar una mayor separación entre $(NPSH)_A$ y $(NPSH)_R$. Una bomba para residuos calientes en una columna de vacío para destilación de petróleo crudo puede ser una causa potencial de problemas. Para tener buen funcionamiento, se necesitarán rompedores de vórtices en el fondo de la columna y la relación correcta entre la tubería de succión y la bomba.

Las bombas para alimentación de calderas que manejan agua caliente desde los desaeradores pueden requerir un mayor intervalo por las condiciones alternas o alteraciones en la operación que alteran las condiciones de equilibrio del agua.³ Es una buena precaución agregar esta **NPSH** en el diseño del sistema original, porque un buen diseño de la succión eliminará muchos y costosos problemas con las bombas.

En forma similar y con flujos mayores, una bomba de 1 760 rpm quizá no sea adecuada y se necesitarán velocidades más bajas. Una bomba que funcione, por ejemplo, a 1 180 rpm, aunque sea absolutamente factible desde el punto de vista de la **NPSH**, quizá no se obtenga en el mercado para satisfacer los requisitos de carga total en una sola etapa. Aunque en servicios con flujos muy grandes se podría utilizar una bomba de etapas múltiples, la división del flujo total entre dos o más bombas, cada una de las cuales entregue una parte, puede resolver el problema. En otra forma, se utilizaría una bomba reforzadora para baja **NPSH** con una bomba convencional de etapas múltiples y de mayor velocidad.

Bombas para altas presiones

Si se toma, como otro ejemplo, una bomba para carga de reactores como en la figura 2, pero en el supuesto de

que el flujo sea de 250 gpm y la presión de descarga de 1 000 psi (= 2 625 ft de carga) ¿cómo se seleccionaría esta bomba? Lo primero que se debería tener en cuenta sería la bomba centrífuga, horizontal, de etapas múltiples. Con la gráfica de velocidad específica (Fig. 1) supóngase una bomba de 10 etapas o pasos y encuéntrase la velocidad específica, diámetro de impulsor y eficiencia requeridas. ($N_s = 860$, $D = 7.07$ in, eficiencia = 70%). Se debe tener en cuenta que todas esas gráficas, incluso ésta, están basadas en la carga por etapa y no en la carga total de una bomba de etapas múltiples.

Una bomba horizontal con 10 o más etapas puede presentarle problemas al diseñador con respecto al diseño del eje, deflexión del eje, espacio libre interetapas o velocidades críticas. Se podría utilizar una bomba con eje vertical, en la cual es posible tener más etapas, pues el eje vertical no presenta los mismos problemas de deflexión del eje horizontal y velocidad crítica. Supóngase 12 etapas para el tipo vertical y de nuevo se encontrará en la figura que $N_s = 987$, $D = 6.78$ y eficiencia = 71%. Este tipo de bomba podría resultar un poco más eficiente.

Otra posibilidad, que se aplica cada vez más en las industrias de proceso, es la bomba con eje vertical u horizontal que funciona a velocidades más altas. Una vez eliminada la restricción por la velocidad, una bomba de una etapa, con impulsor del tipo de inductor para mantener bajos los requisitos de **NPSH**, podría funcionar en estas condiciones. Supóngase $N_s = 700$ y encuéntrase $N = 16\ 236$ y eficiencia de 62% en la figura 1.

Asimismo se podría pensar en el empleo de una bomba reciprocante. Con el creciente interés en el consumo de energía, se necesita un examen cuidadoso de cada problema para encontrar la bomba más eficiente que esté

disponible. En estas circunstancias, la bomba reciprocante será la más eficiente. Hay otros factores que pueden amorar la eficiencia, por ejemplo, mayor mantenimiento de válvulas, anillos de empaquetaduras, émbolos o pistones y montajes de la unidad motriz. Una bomba reciprocante de cilindros múltiples tendrá flujo a pulsaciones lo cual requiere el empleo de acumuladores o amortiguadores. Los requisitos de *NPSH* con una bomba reciprocante pueden ser satisfactorios para una bomba destinada a funcionar a velocidad razonable. En la tabla III se resume la información comparativa de los cuatro tipos sugeridos de bombas. Las disposiciones A y C serían las únicas opciones atractivas en el aspecto económico.

Si la carga fuera de 2 625 ft, como se dijo, pero el flujo sólo de 50 gpm, entonces las únicas soluciones serían la bomba reciprocante o la bomba centrífuga de alta velocidad del tipo de emisión parcial, porque como lo indican los cálculos en la figura 1, no se podría diseñar una bomba centrífuga de etapas múltiples para 3 550 rpm.

Sin embargo, si el flujo fuera de 5 000 gpm, como se necesitaría en una bomba grande para alimentación de calderas, la única opción viable sería una bomba centrífuga horizontal, de etapas múltiples. Por tanto, cada caso de bombeo a alta presión será diferente y requiere un estudio particular. El usuario o el contratista deben investigar varios tipos de bombas antes de seleccionarlas para cualquier servicio dado de alta presión.

Bombas para líquidos viscosos

La selección de bombas para líquidos viscosos requiere cuidados especiales. Primero, el usuario debe indicar con exactitud la viscosidad real del líquido bombeado. En los manuales aparecen las viscosidades de los líquidos usuales, pero las mezclas especiales pueden necesitar cálculos o pruebas específicas para determinar con precisión la viscosidad.

La viscosidad se suele expresar con alguna de las tres unidades normales: centipoises (cp), centistokes (cst) o Segundos Saybolt Universales (SSU). Las dos últimas viscosidades cinemáticas difieren de los centipoises, que indican viscosidad absoluta. La relación entre la viscosidad absoluta y la viscosidad cinemática se expresa con:

$$\text{Viscosidad cinemática (cst)} = \frac{\text{Viscosidad absoluta (cp)}}{\text{densidad relativa del líq.}}$$

Para más de 250 SSU, resulta útil la siguiente conversión aproximada: $\text{SSU} = 4.62 \times \text{cst}$. Para menos de 250 SSU, véanse las tablas de los manuales.

La viscosidad de un líquido variará según la temperatura. La ASTM ha publicado una gráfica* similar a las escalas logarítmicas con la cual se pueden trazar las viscosidades en contra de la temperatura (Fig. 4). Al hacer pruebas de viscosidad en el laboratorio se acostumbra tomar dos o más valores a diferentes temperaturas para la definición exacta del líquido.

La elección más adecuada para líquidos viscosos sería una bomba de desplazamiento positivo, rotatoria o reciprocante. Los tipos rotatorios de engranes, de tornillo o

lóbulos serían los mejores para líquidos viscosos; para altas viscosidades, son las únicas que se pueden utilizar.

Por otra parte, también se debe conocer la viscosidad *mínima* al seleccionar una bomba rotatoria para un líquido viscoso. Cuando la viscosidad es baja, el deslizamiento será mucho mayor en una bomba rotatoria, lo cual reduce su capacidad nominal a menos de la que se tiene *con* viscosidad alta. En el Hydraulic Institute Handbook se indican muchas bombas de desplazamiento positivo, rotatorias disponibles. Algunas tienen límites definidos para temperatura, presión o en los materiales de construcción.

Una bomba reciprocante que funcione a velocidad reducida puede dar muy buen rendimiento con líquidos viscosos. Pero, *como* también es de desplazamiento positivo, necesita métodos de control diferentes a los utilizados con las bombas centrífugas. Si la presión requerida de descarga es alta (500 psi o más), quizá la bomba reciprocante sea la mejor elección. Los datos de los fabricantes o los métodos del Hydraulic Institute ayudarán a determinar cuánto se debe reducir la capacidad de una bomba reciprocante para líquidos viscosos.

Las bombas centrífugas se suelen utilizar con líquidos de viscosidad moderada, hasta de unos 1 000 SSU y á veces mayor. El Hydraulic Institute Handbook tiene una gráfica de aceptación casi mundial para reducir la capacidad normal de la bomba centrífuga en relación con la viscosidad; la gráfica indica que, con más de ciertas viscosidades, no son deseables las bombas centrífugas.

Selección de bombas para líquidos viscosos

Considérese el sistema de la figura 5. A primera vista, las condiciones parecen describir una bomba centrífuga de una etapa, para alta temperatura, soportada en la línea de centros. Sin embargo, con una condición alterna de operación se muestra una viscosidad mucho más elevada que corresponde a una menor temperatura. En el supuesto de que el ingeniero haya recibido información

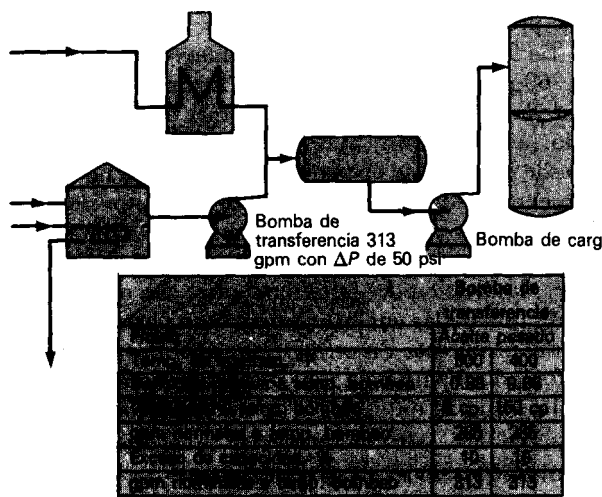


Fig. 5 Diagrama de flujo para el ejemplo del aceite pesado

Tabla IV Rendimiento de bombas rotatorias en líquido viscoso

IV-1		Caso de operación	IV-2	
A	B		A	B
313	313	Capacidad requerida, gpm	313	313
50	50	Presión diferencial, psi	50	50
8	150	Viscosidad, cp	8	150
600	400	Temperatura, °F	600	400
Rotatoria de tornillo, cojinetes externos, 6 x 4 in		Tipo y tamaño de bomba	centrífuga, 1 etapa, 3 x 4 x 8½ in	
1,760	rpm	Veloc. de operación	3,550 rpm	
313	334	Capacidad de entrega, gpm	325	313
61%	38%	Eficiencia aprox.	66%	44%
15	26	hp aproximados requeridos	15	21

exacta de la viscosidad a ambas temperaturas, podrá seleccionar una bomba centrífuga para las temperaturas más altas y más bajas con el método del Hydraulic Institute para la reducción de la capacidad. En la tabla IV-1 se presenta el rendimiento esperado; la eficiencia se ha reducido mucho con el aumento de viscosidad. La máquina motriz de la bomba tendrá que ser lo bastante grande para poder trabajar con esta eficiencia reducida de la bomba.

Con todo lo anterior se supone que se seleccionará una bomba centrífuga. ¿Por qué no escoger un tipo más obvio, como una bomba rotatoria de desplazamiento positivo? Muchos tipos rotatorios serían inadecuados para este ejemplo debido a las altas temperaturas de bombeo, porque casi todos tienen un límite superior de funcionamiento de unos 400°F. La mayor parte sólo está disponible con carcasas de hierro fundido o dulce. En esa aplicación se requeriría carcasa de acero o de acero de aleación. La bomba rotatoria adecuada para alta temperatura en este servicio sería la de tornillo con engranes externos de sincronización (Fig. 6). En la tabla IV-2 se presenta el rendimiento o comportamiento aproximado para las condiciones de régimen y alternas. El caballaje indicado en los datos de los fabricantes se ha calculado otra vez para obtener eficiencias en ambas condiciones. La bomba debe ser de tamaño mayor al necesario para líquidos viscosos a fin de tener suficiente capacidad con la viscosidad más baja que se encuentre, pues con ésta hay mayor deslizamiento.

Las objeciones a este tipo de bomba incluyen que tiene cuatro prensaestopas en lugar de uno. Además, el controlador de flujo o de presión colocado corriente abajo de la bomba debe abrir una válvula en una tubería de derivación, porque la salida de una bomba de desplazamiento positivo que funciona a velocidad fija no se puede estrangular como en una centrífuga.

Hay una circunstancia que hace casi obligatorio el empleo de bombas rotatorias. Supóngase que no se conocen bien los datos de viscosidad del líquido y que el valor

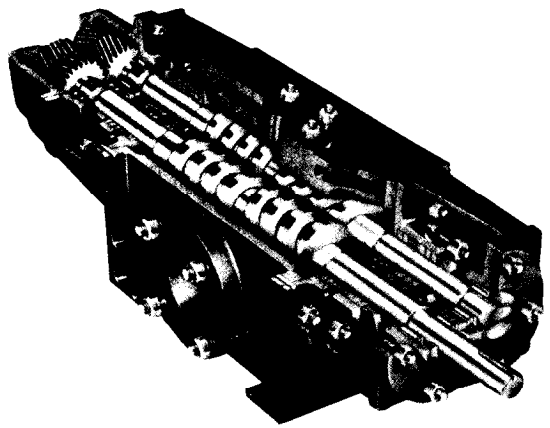


Fig. 6 Bomba de tornillo con cojinetes externos

de 150 cp a 400°F es el cálculo más aproximado que puede hacer el ingeniero de proceso. El ingeniero diseñador de bombas puede, además, saber que la viscosidad podría ser de 300 cp o de sólo 100 cp. Ese valor alto impediría el empleo de una bomba centrífuga de cualquier clase (véase la curva del Hydraulic Institute) y sólo queda como respuesta la bomba rotatoria.

Bombas para servicio con pasta aguada

Las bombas centrífugas o de desplazamiento positivo pueden manejar una mezcla de sólidos y líquidos en lo que se llama a veces flujo en dos fases o bombeo de pasta aguada. Las bombas centrífugas, que son las más comunes cuando se requiere una baja carga, sólo suelen estar disponibles en el tipo de una etapa. Si se ponen dos o más en serie, se puede tener una mayor carga de bombeo. Las carcasas e impulsores pueden tener revestimiento de caucho (hule) natural o sintético o estar hechos con metales duros, como hierro de aleación, aleaciones con 28% de cromo, con Nihard, etc. En ciertos procesos se puede necesitar acero inoxidable.

Las bombas para productos químicos, hechas con los materiales adecuados, se suelen utilizar para pastas agudas cristalinas, ligeras y no abrasivas. La bomba de trabajo pesado para pasta aguada, disponible con eje horizontal y vertical será la adecuada para aplicaciones más difíciles, como son en minería y metalúrgica. Las bombas horizontales tienen succión en el extremo y deben tener revestimiento de caucho cuando manejan pastas finas o de metal duro para pastas espesas. Ambos tipos deben poderse desarmar con facilidad para reemplazar piezas gastadas y tener componentes como carcasas de dos piezas con tornillos ranurados para sujeción, así como placas de desgaste ajustables en el tipo hecho con metal duro. Las aspas o álabes del impulsor de bombeo hacia fuera impedirán acumulación de sólidos en los prensaestopas o empaquetaduras.

Las bombas verticales para pasta aguada funcionan sumergidas en un sumidero, tanque, celda de flotación, etc. La impulsión con bandas (correas) que se utiliza a menudo en ambos tipos permite que la velocidad de la bom-

ba coincida con las condiciones del servicio. Esto da mejores resultados que tratar de hacerlas funcionar con el motor a velocidad fija y lograr las cargas con la reducción en los impulsores.

Las bombas reciprocantes para pastas aguadas se han utilizado como bombas para lodos en los campos petroleros, tuberías para pasta aguada a alta presión y procesos a alta presión como el servicio con carbamatos en la producción de urea.

Las bombas rotatorias de tornillo sencillo o tornillo doble (Fig. 6) se utilizan para pastas aguadas poco abrasivas y en especial con semisólidos: materiales tixotrópicos, pastas o resinas, etc.

Para las bombas centrífugas en servicio con pasta aguada se aplican las mismas leyes que para bombear líquidos limpios. Sin embargo, se deben tener en cuenta los efectos de los sólidos en la mezcla para hacer la selección de la bomba. Algunas consideraciones son:

- Se debe determinar la densidad relativa de la mezcla de sólidos y líquidos y también la concentración por volumen (C_v) o la concentración por peso (C_w) de los sólidos, la densidad de los sólidos y la del líquido (que suele ser agua) y, luego, se emplean estas relaciones básicas o nomogramas para encontrar la densidad relativa de la mezcla.

- Se deben seleccionar los materiales correctos para las bombas a fin de resistir la abrasión y desgaste, habida cuenta de la naturaleza de los sólidos (afilados o redondos, duros o blandos, cristalinos, etc.). Las partículas afiladas desgarrarán el revestimiento de caucho de las bombas. Con la selección de la velocidad correcta, se puede evitar o reducir la fractura de los cristales. El diseño de la bomba deberá permitir el reemplazo de piezas gastadas. En algunos casos, es una buena precaución tener bombas múltiples o una para reserva.

- Se debe reducir la capacidad de la bomba cuando trabaja con agua limpia para compensar la densidad relativa, concentración de sólidos, viscosidad de la mezcla y el deslizamiento adicional debido a la mezcla.

- Las bombas deben funcionar a menos velocidad que cuando manejan líquidos limpios, para reducir el desgaste y abrasión y tener más duración.

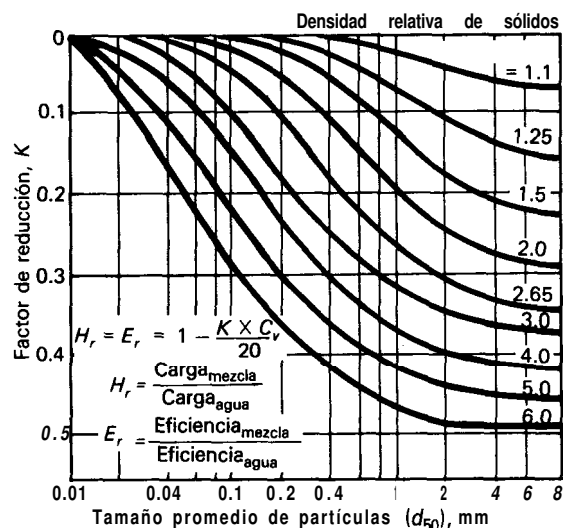
En las bombas para pastas aguadas también se aplican las leyes de afinidad sin que importen los cambios en la capacidad, carga y potencia con los cambios en la velocidad:

$$\frac{rpm_1}{rpm_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt[3]{\frac{H_1}{H_2}} = \sqrt[3]{\frac{hp_1}{hp_2}}$$

en donde rpm = velocidad, Q es el flujo, H es la carga y hp es la potencia.

En las bombas para pasta aguada pueden ser muy importantes la velocidad variable y un mecanismo para seleccionar cualquier velocidad exacta.

Si se sabe cuáles son los sólidos y el líquido portador, se facilita determinar si la pasta aguada se sedimenta o no. Las que no se sedimentan necesitan corrección en la viscosidad de la mezcla, que se puede hacer como se indica en el método del Hydraulic Institute.



Las ecuaciones básicas para mezclas de agua y sólidos son:

$$S_m = 1 + \frac{C_v}{100} (S_s - 1) \quad C_w = \frac{100 S_s}{C_v + (S_s - 1)}$$

en donde:

- S_s = densidad relativa de los sólidos
- S_m = densidad relativa de la mezcla
- C_w = % por peso de sólidos en la mezcla
- C_v = % por volumen de sólidos en la mezcla

Fig. 7 Tabla de factor de pasta aguada para carga y eficiencia

Las pastas aguadas del tipo que se sedimenta necesitan una corrección arbitraria porque no hay todavía un método de aceptación universal. La reducción en el rendimiento de la bomba debida a la presencia de sólido: se produce no sólo por la viscosidad de la mezcla, sino en forma principal, por las pérdidas por deslizamiento entre el líquido y los sólidos cuando se acelera la mezcla en el impulsor. Por supuesto, este deslizamiento y la pérdida de rendimiento son mucho mayores en cuanto más altas sean las velocidades de sedimentación.

En la figura 7 se ilustra un método para obtener los factores calculados para reducción en la carga (H_r) y la reducción en la eficiencia (E_r) como funciones de la concentración de sólidos por volumen (C_v) y del tamaño promedio de partículas (d_{50}), es decir el tamaño del cual pasa el 50% y no pasa el otro 50%.

Selección de bombas para pasta aguada: ejemplo

Problema: para bombear 1 000 gpm de pasta aguada de carbonato de sodio cristalino en agua.

Densidad relativa de los sólidos (S_s) = 2.46 y su concentración por peso (C_w) = 25 %. La carga o altura de bombeo requerida es de 47 ft. El análisis de partículas que pasan por un tamiz y el tamaño promedio de partículas se determinan como sigue:

Tamís U.S. % por peso de sólidos	Tamaño de partículas	% acumulado que pasa	
+ 200	3	0.074 mm	3
+ 140	9	0.105 mm	12
+ 100	10	0.149 mm	22
+ 80	15	0.177 mm	37
+ 60	27	0.250 mm	64
+ 40	20	0.42 mm	84
+ 30	13	0.59 mm	97
+ 20	3	0.84 mm	100

- (1) Trácese en papel semilogarítmico y léase $d_{50} = 0.2$ mm (Fig. 8)
- (2) Determinése la concentración de sólidos por volumen (C_v), figura 7.

$$C_w = 25\% = \frac{(100)(2.46)}{\frac{100}{C_v} + (2.46 - 1)}; C_v = 11.9\%$$

- (3) Determinése la densidad relativa de la mezcla (Fig. 7)

$$S_m = 1 + \frac{11.9}{100} (2.46 - 1) = 1.173$$

- (4) Calcúlese la reducción en la carga H_r y en la eficiencia E_r (Fig. 7).

Para $d_{50} = 0.2$ y $S_s = 2.46$, léase $K = .08$ y calcúlese $H_r = 0.952 = E_r$

- (5) Determinése la carga requerida con agua limpia.

$$H_w = \frac{H_{mez}}{H_r} = \frac{47}{0.952} = 49 \text{ ft}$$

- (6) Seleccíonese la bomba de acuerdo con las curvas publicadas por los fabricantes, que funcione a la mínima velocidad posible con el impulsor de diámetro máximo (bomba de 6 x 8 in, 880 rpm, impulsor de 14.75 in, 78% de eficiencia, de acuerdo con la figura 9).

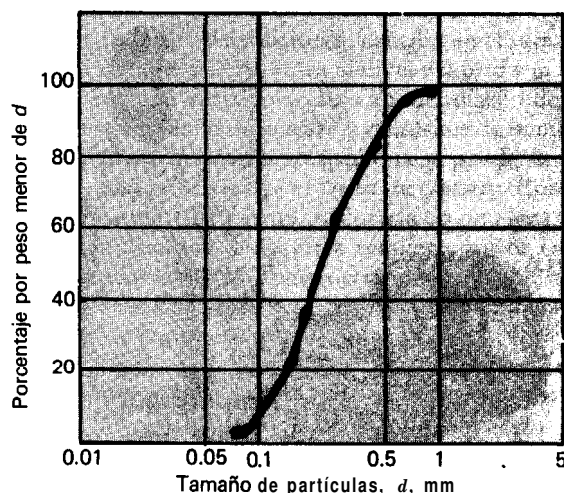


Fig. 8 Curva de tamaño de partículas

Variación de velocidad en bombas para pasta aguada

Si la velocidad constante en una aplicación no se puede hacer coincidir con la de un motor de inducción a su velocidad a plena carga (1 750, 1 160, 875, 705, etc., con corriente de 60 Hz o de 1 450, 975, 730, 585, etc., con corriente de 50 Hz), no se puede utilizar motor con acoplamiento directo. Las transmisiones con bandas V, que son de uso común para lograr cualquier velocidad intermedia, tienen la ventaja de que se puede cambiar la relación de transmisión si cambian los requisitos del bombeo. Las transmisiones con banda V pueden ser de montaje superior o lateral (en cualquier lado) en las bombas horizontales o verticales para bombas de este tipo.

Cuando hay que cambiar la velocidad de la bomba durante el funcionamiento también se suelen utilizar transmisiones de velocidad variable con las bombas para pasta aguada e incluyen:

- Transmisiones con bandas V o cadenas, de paso variable.

- Motores eléctricos de velocidad variable, como los de CC o motores de ca de rotor devanado de dos velocidades o velocidades múltiples.

- Acoplamientos por corrientes parásitas, en los que la velocidad del eje de salida a la bomba se puede variar con componentes eléctricos.

- Acoplamientos hidráulicos o fluidos, en donde el mecanismo hidráulico varía la velocidad de salida del motor.

Las transmisiones de velocidad variable son deseables para muchas aplicaciones. Aunque tienen un costo inicial más alto que las de velocidad fija, pueden ser nece-

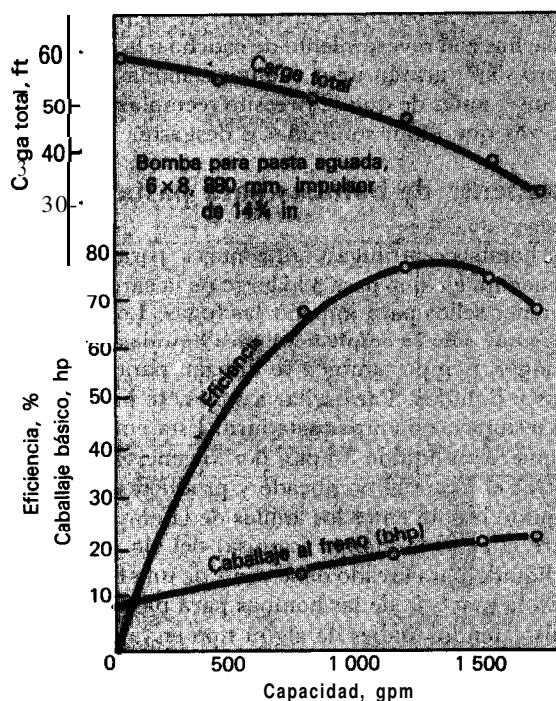


Fig. 9 Curvas de bomba para pasta aguada utilizadas en el ejemplo

sarias o resultar deseables en el aspecto económico por diversas razones, entre ellas:

- Variaciones en el gasto.
- Variaciones en la carga debidas al cambio de longitud de un tubo de descarga para la eliminación de "colas", mientras, continúa el funcionamiento de la planta.
- Pérdida de rendimiento de la bomba por desgaste, lo cual sólo permite continuar el bombeo por un tiempo corto, con el volumen y carga requeridos.
- Corrección de errores en los cálculos iniciales del sistema, por carencia de datos suficientes o exactos en relación con una pasta aguada particular.

Limitaciones en las bombas para pasta aguada

Algunas de las limitaciones que se deben tener en cuenta son:

- La cargaproducida por cada impulsor está limitada a unos 180 a 200 ft, excepto en ciertos diseños especiales.
- La velocidad en las puntas del impulsor (o sea la velocidad en la circunferencia del impulsor) la limitan algunos usuarios a unos 3 500 a 4 500 ft/min, en especial con servicio abrasivo severo. Las bombas centrífugas que trabajan con líquidos limpios, pueden funcionar a dos o tres veces más velocidad.
- Las cargas 0 presiones más altas quizá requieran bombas reciprocantes, por ejemplo, en tuberías muy largas para pastas aguadas, que requieren una caída de presión de 500 y 1 500 psi entre estaciones de bombeo.
- Las mezclas de gran espesor impredecible que no se pueden manejar con bombas centrífugas, pueden necesitar bombas de diafragma accionado por motor neumático 0 eléctrico.
- Aunque la bomba centrífuga esté bien seleccionada, muchas con revestimiento de caucho o hechas de metal duro sólo durarán unas cuantas semanas en servicio constante, antes de que se necesite reemplazar o ajustar las piezas que están sometidas a desgaste.

Sellamiento de bombas para pasta aguada

Las bombas centrífugas, horizontales, para pasta aguada tienen un eje que pasa a lo largo de la carcasa, el cual debe tener sellos para impedir las fugas. Los sellos mecánicos que sólo se empleaban para líquidos limpios, ya hace algún tiempo también se utilizan para mezclas de sólidos y líquidos. Para sellar los ejes, se han utilizado prensaestopas con empaquetadura. Esta empaquetadura requiere un líquido limpio, por lo general agua, para arrastrar el material bombeado y producir una película de líquido limpio entre los anillos de la empaquetadura y entre el eje o la manga (camisa) del eje.

El líquido para lavado debe venir de una fuente externa. En la mayoría de las bombas para pasta aguada, el impulsor tendrá álabes de algún tipo en la parte posterior que actúan como álabes de bombeo hacia fuera (o expulsores) para bombear el líquido desde la zona del prensaestopas. Esto hace que la presión en el prensaestopas sea la misma que la de succión de la bomba, por

lo cual el fluido para sello se suministra a una presión entre 5 y 10 psi más que la de succión.

Sin embargo, en ciertos tipos no se utilizan esos álabes y la presión de descarga influye en el prensaestopas. Si la bomba ya está muy gastada, la presión puede aumentar en la zona del prensaestopas, aunque hubiera tenido originalmente álabes de bombeo hacia fuera. Por tanto es bastante común suministrar el líquido para sellos a una presión 5 a 10 psi mayor que la de descarga, en especial después de estudiar el diseño de la bomba para determinar cuál será la presión en el prensaestopas.

Selección de bombas verticales

Las bombas centrífugas, de tipo de voluta y difusor y algunas rotatorias de desplazamiento positivo, están disponibles con ejes verticales. El ingeniero que las especifica muchas veces debe decidir el tipo que necesita antes de ponerse en contacto con el proveedor.

Hay muchas cosas que intervienen en esta decisión. A veces, parece ser muy clara, como sería el uso de una bomba vertical para bombear agua desde un pozo o desde una fosa o sumidero en donde la altura de succión es mayor de 34 ft. Cualquier bomba horizontal tendrá cierta capacidad para elevación de succión y, en ocasiones, puede bombear desde un estanque, una fosa o un río. Pero la altura de succión o aspiración está limitada a menos de 34 ft, o sea a la presión atmosférica al nivel del mar. Aunque se utilizan las bombas horizontales, en ocasiones, para pequeñas alturas de succión, surge el problema del cebado cada vez que se pone en marcha la bomba. Se pueden utilizar eductores, bombas de vacío u otros aparatos extractores de aire; las válvulas de pie pueden retener el líquido en el tubo de succión o se pueden utilizar bombas autocebantes hasta ciertos tamaños (Fig. 10). La bomba autocebante tiene una cámara integral frente al impulsor en donde retiene un volumen suficiente de líquido para permitir arranques repetidos por tiempo indefinido después de que se llena la cámara.

Salvo que haya alguna razón poderosa para no sumergir la bomba en la fosa, como la presencia de líquido muy

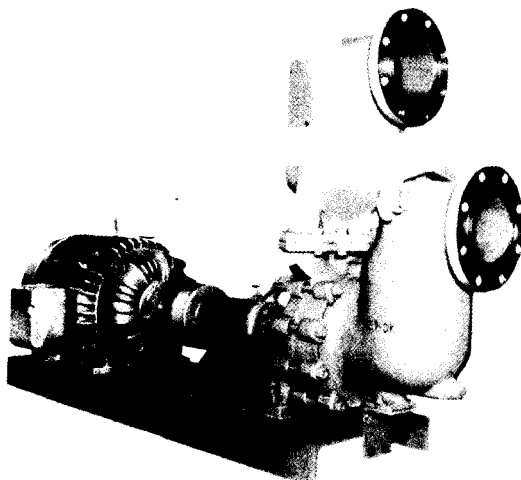


Fig. 10 Bomba centrífuga autocebante

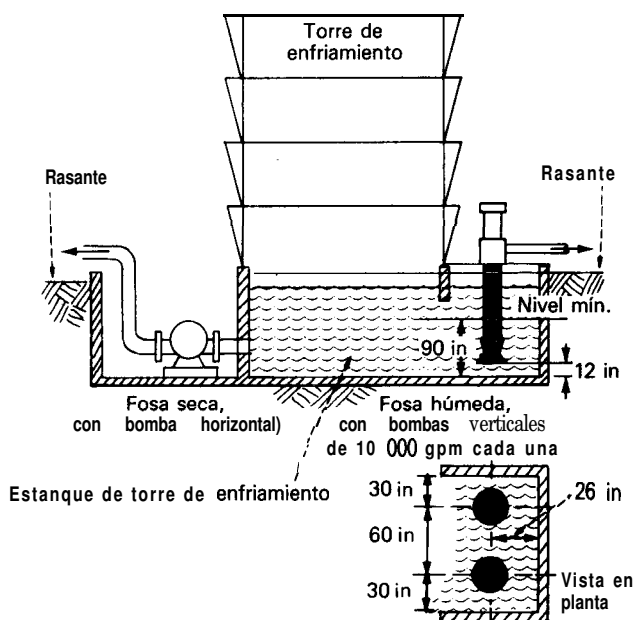


Fig. II Torre de enfriamiento y dimensiones de la bomba y el estanque.

sucio o corrosivo, se considera en primer lugar la bomba vertical no obstante algunas desventajas. Primera, es difícil mantenerla vertical, ya que hay que desmontar toda la bomba para tener acceso a los componentes; segunda, el eje de transmisión que soporta el impulsor necesitará cojinetes, a intervalos de unos cinco pies que, a su vez, necesitan lubricación y mantenimiento periódicos; tercera, se deben utilizar impulsiones verticales que son más costosas que las horizontales y la alineación de los acoplamientos puede ser más crítica, a fin de asegurar una concentricidad absoluta de todo el eje.

A pesar de estas objeciones, que ya han sido resueltas por la tecnología de bombas verticales, éstas son las preferidas para muchas aplicaciones. Los dos ejemplos siguientes aclaran esta preferencia.

Considérense las bombas requeridas para circular el agua de enfriamiento desde el estanque de la torre de enfriamiento en una planta de proceso. En la figura 12 se ilustran dos posibles disposiciones, basadas en el supuesto de que el estanque se encuentra al nivel del piso y la profundidad de agua varía como función del diseño del estanque o fosa, tamaño de la torre y requisitos de bombeo.

Por supuesto, la bomba vertical que se puede sumergir en el estanque reducirá el costo de construcción del mismo. La bomba horizontal, colocada en una fosa seca contigua al estanque de la torre requiere mayor cantidad de terreno, costos de construcción más altos, instalación de escaleras de acceso y, por lo general, una bomba de drenaje de sumidero para mantener seca la fosa. La ventaja principal de la bomba horizontal, que es la facilidad de mantenimiento, se anula por el menor costo instalado de la vertical. El mantenimiento requerido para cualquiera de ellas será muy poco si se manejan líquidos limpios y sin impurezas.

Cuando el ingeniero piensa utilizar bombas verticales en fosas o sumideros, no debe pasar por alto el impor-

tante aspecto de la colocación de las bombas en la fosa. Se deben mantener las velocidades correctas en los canales de entrada a las bombas. Hay que dejar suficiente distancia entre dos o más bombas en una fosa. La separación adecuada entre las bombas y las paredes o piso de la fosa o sumidero es esencial para evitar vórtices (remolinos) y los consecuentes problemas. El 'Hydraulic Institute Handbook' incluye recomendaciones al respecto y con base en las vigentes, en la instalación típica (Fig. 12) para un flujo de 10 000 gpm debe tener las distancias aproximadas que se indican.

A menudo se prefieren las bombas verticales para líquidos volátiles en donde la carga neta positiva de succión disponible ($NPSH_A$) muy baja es un problema. Por ejemplo, considérese una bomba para condensado que envía agua caliente desde el pozo caliente del condensador en una planta generadora de vapor (Fig. 12). La ($NPSH_A$) es un problema potencial. Para obtener los valores necesarios con una bomba horizontal convencional hay que elevar el condensador y toda la estructura que está encima de él.

Hay disponibles bombas horizontales especiales para condensado con baja $NPSH$ de baja velocidad y ojo grande en el impulsor, lo cual requiere un valor de $NPSH$ entre 1.5 y 4 ft. Pero, en la actualidad se emplean bombas verticales "enlatadas" con los impulsores colocados a suficiente distancia debajo del pozo caliente para producir la ($NPSH_A$) necesaria, sin tener que elevar la estructura.

La bomba vertical en línea (Fig. 13) ha tenido buena aceptación en fechas recientes. En el aspecto hidráulico este tipo puede ser similar o igual a la horizontal. Pero también puede brindar ventajas en el costo total de construcción, porque ahorra espacio y requiere tubería más sencilla.

Las bombas pequeñas en línea se pueden instalar sin placa de base ni cimentación y sólo las sujetan los sopor-

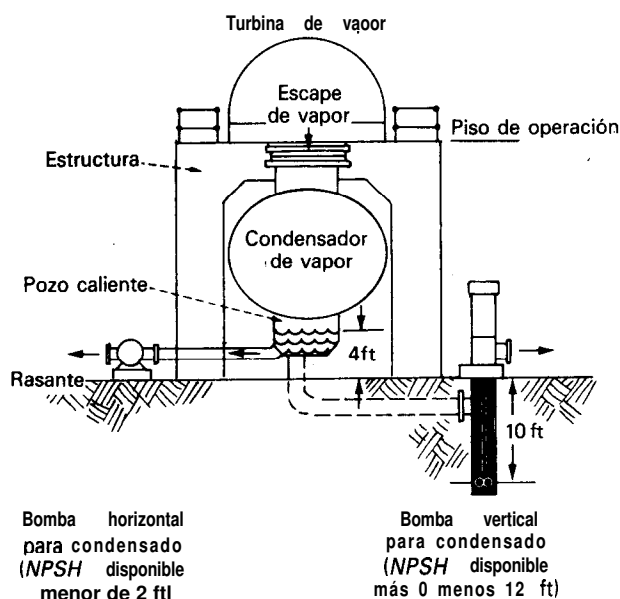


Fig. 12 Diagrama para el ejemplo de la bomba para condensado

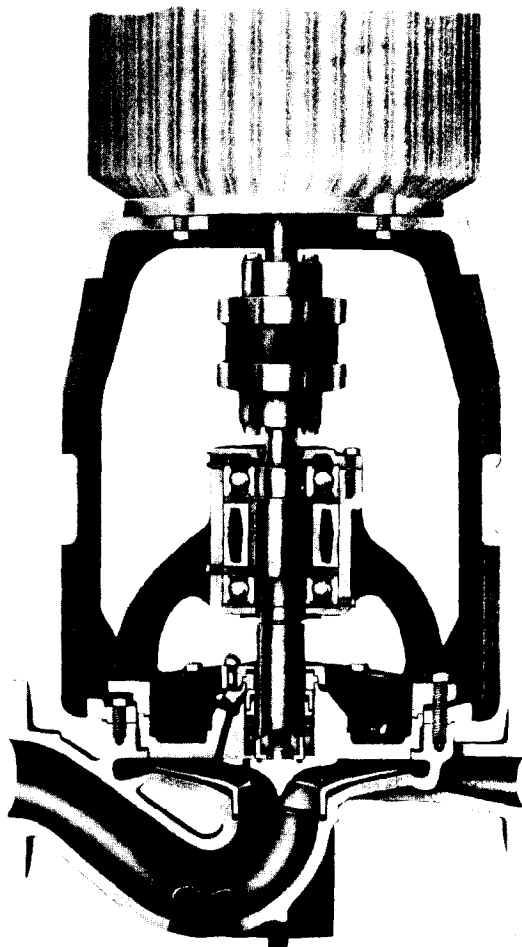


Fig. 13 Vista seccional de bomba vertical en línea

tes de los tubos adyacentes. Los modelos para alta velocidad que incluyen aumentadores de velocidad integrales con engranes permiten obtener cargas mucho mayores con una bomba de una etapa, que se pueden producir a 3 600 tpm.

El usuario o el contratista decidirá si la instalación debe ser horizontal o vertical. No es equitativo comparar las cotizaciones de un tipo con las de otro. Primero, se hace la elección, se compara y se recomienda la compra entre los tipos o estilos similares disponibles.

Selección de bombas de volumen controlado

Una categoría especial de bombas, que se conoce como de volumen controlado, dosificadoras o proporcionadoras, es en realidad un tipo de desplazamiento positivo en la cual el movimiento se transmite desde el motor por medio de manivelas, placas oscilantes o diversos mecanismos hasta uno o más émbolos reciprocantes. Éstos, a su vez, bombean el líquido de trabajo o un aceite hidráulico que acciona un diafragma que produce la acción de bombeo. La característica especial de estas bombas es que se puede ajustar la carrera, en forma manual o automática, para permitir la dosificación de la cantidad exacta de líquido en el sistema.

Estas bombas tienen la característica de que su exactitud es repetitiva o sea que, en condiciones fijas de velocidad, presión y longitud de carrera, entregarán la misma cantidad de líquido en cada carrera. Además, se puede restablecer la precisión, o sea que se pueden graduar a una capacidad original, después a una diferente y, luego, volver a la original, en donde descargará la cantidad original con una tolerancia mínima especificada.

Cuando el ingeniero encuentra una aplicación que requiere esta clase de exactitud, suele incluir un flujo total más 0 menos pequeño (por lo general, en galones por hora o centímetros cúbicos por hora en vez de galones por minuto). La bomba de volumen controlado es la única que permitirá la exactitud necesaria. La presión requerida puede ser desde una muy baja, para la inyección de productos químicos en un sistema de agua de enfriamiento para controlar el pH de todo el sistema, hasta las muy altas, de 10 000 psi o más, en donde las de émbolo pueden cumplir con los requisitos.

El ingeniero debe escoger entre la bomba de émbolos, en la cual éstos bombean directamente el líquido, o la de diafragma en la cual el líquido está separado por completo. Para líquidos muy corrosivos o tóxicos o los que

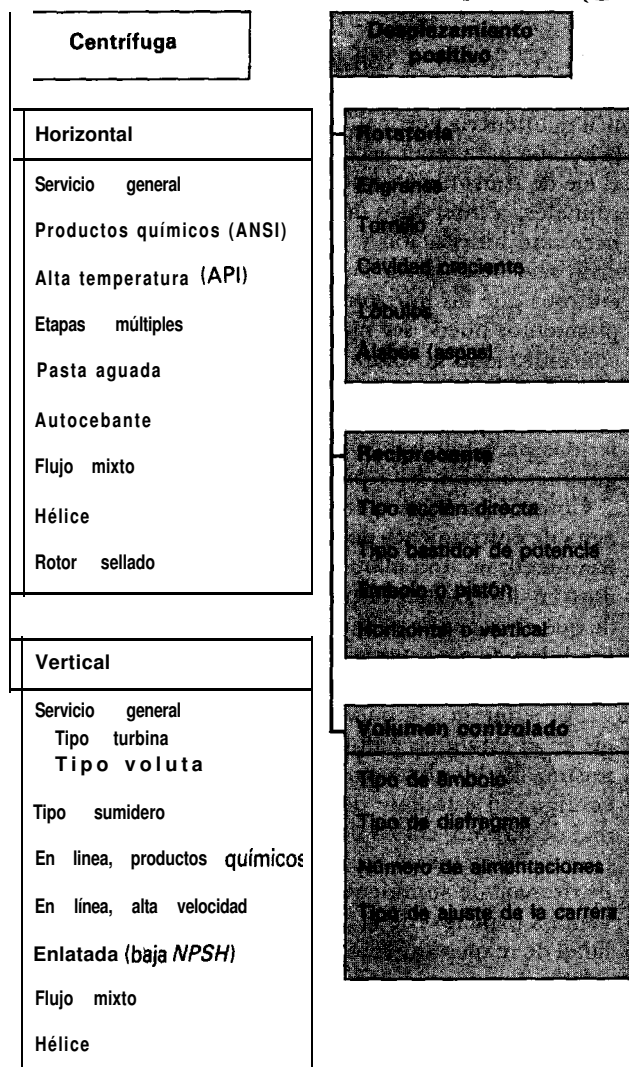


Fig. 14 Gráfica para clasificación de bombas

sean peligrosos en caso de una fuga, la bomba de diafragma podría ser casi obligatoria. Incluso con líquidos que no son tóxicos ni peligrosos, el tipo de diafragma puede ser el preferido según los requisitos de tamaño y de presión. Muchos materiales nuevos para el lado de líquido sirven para las necesidades de bombeo. El usuario debe estudiar las velocidades de la bomba para no escoger una que trabaje a demasiadas rpm y pueda necesitar mantenimiento excesivo.

Cuando se deben dosificar diversas corrientes en un solo lugar, se necesitarán bombas con dos o más émbolos y en muchas de ellas los émbolos son de control y ajuste independientes. En algunos sistemas complejos puede haber hasta 10 alimentaciones de bombas conectadas con una sola máquina motriz.

La $(NPSH)_A$ y la carga de aceleración en los sistemas de tubería de succión también son importantes, aunque estas bombas suelen ser pequeñas. Hay algunas referencias⁸ que orientan para la aplicación y selección de bombas de volumen controlado.

Bombas selladas

Otra categoría, especial para industrias de procesos químicos es la de bombas selladas, que no tienen sellos externos ni posibilidad de fugas. Los dos tipos principales son las de rotor enlatado y las magnéticas. Estas bombas se utilizan en donde no se pueden permitir fugas o cuando la fuga por un sello podría tener graves consecuencias.

Estas bombas están disponibles en pocos tamaños; casi todas son de bajo volumen y todas son de una o de dos etapas. Se han utilizado para líquidos a temperaturas muy altas o muy bajas. Las aplicaciones para alta presión de succión eliminan la necesidad de los problemáticos prensaestopas para alta presión. Las selladas del tipo centrífugo tienen el mismo rendimiento hidráulico que las centrífugas convencionales. Debido a su tamaño pequeño, tienen baja eficiencia, pero en aplicaciones peligrosas es preferible sacrificar la eficiencia en beneficio de la seguridad.

Resumen

Los datos de la figura 14 ayudarán al ingeniero a seleccionar la bomba adecuada para cualquier sistema. Se deben utilizar como punto de partida o para conocer los tipos disponibles y hacer la selección lógica de uno o más tipos para el trabajo específico. Se puede solicitar la ayuda del fabricante, pero no se debe encargar de todo el trabajo. El usuario debe tomar decisiones importantes antes de que el fabricante o el proveedor puedan presentar la recomendación adecuada.

Agradecimientos

El autor desea agradecer a las siguientes empresas el suministro de información para este artículo. Los números de figura entre paréntesis son de las ilustraciones suministradas por esa empresa. Bingham Pump Co.: Borg-Warner Corp., Byron Jackson Div.; Crane Co., Chempump Div.; The Duriron Co. (14); The Galigher Co., Hills-McCanna Co.; Ingersoll-Rand Co., La Bour Pump Co. (10); Pacific Pumps Div., Dresser Industries; Sundstrand Fluid Handling Div., Warman International, Inc., Warren Pumps, Inc. (6); Worthington Pump Inc.

Referencias

1. Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary and Reciprocating Pumps, 13th ed. Hydraulic Institute, Cleveland, Ohio.
2. Stepanoff, A. J., "Pumps and Blowers; Two Phase Flow," Wiley, N.Y., 1965.
3. Karassik, I. J., and Krutzsch, W. C., "Pump Handbook," McGraw-Hill, New York, 1976.
4. Neerken, R. F., Pump Selection for the Chemical Process Industries, *Chem. Eng.*, Feb. 18, 1974, pp. 104-115.
5. Baljo, O. E., A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines, *Trans. ASME (Am. Soc. Mech. Eng.)* Ser. A: *J. Eng. Power*, Jan. 1962.
6. Hernandez, L. A., Jr., Controlled-Volume Pumps, *Chem. Eng.*, Oct. 21, 1968.
7. Hefler, John, Figure NSPH for Proportioning Pumps, *Pet. Ref.*, June 1956.
8. ASTM D341-77, Viscosity-Temperature Charts for Liquid Petroleum Products, ASTM Standards, Part 23, 1977.

El autor



Richard F. Neerken es ingeniero en jefe del Rotating Equipment Group, The Ralph M. Parsons Company, Pasadena, California, 91124. Ingresó a Parsons en 1957 y ha trabajado en forma continua con máquinas rotatorias, como bombas, turbinas, compresores, bombas y motores en muchos proyectos de la empresa. Dirige un grupo de más de treinta ingenieros que hacen trabajos similares para Parsons en todo el mundo. Tiene título de ingeniero mecánico del California Institute of

Technology, es ingeniero profesional en California y miembro del Contractors' Committee on Mechanical Equipment en el API.

Requisitos de las bombas para industrias de procesos químicos (IPQ)

John R. Birk y James H. Peacock, The Duriron Co

Las bombas para las industrias de procesos químicos difieren de las utilizadas en otras industrias principalmente en los materiales de que están hechas.

Aunque el hierro fundido, el hierro dúctil, el acero al carbono y las aleaciones a base de aluminio o cobre pueden estar en contacto con algunas soluciones químicas, la mayor parte de las bombas para productos químicos se hacen con aceros inoxidable, aleaciones a base de níquel 0 con metales más raros como el titanio y el circonio. También hay bombas disponibles hechas con carbón, vidrio, porcelana, caucho, plomo y una serie de plásticos que incluyen fenólicos, epoxi y fluorocarbonos.

Cada uno de esos materiales se ha incorporado en las bombas por una sola razón: eliminar o reducir los efectos destructores de los productos químicos en las piezas de la bomba.

Dado que el tipo de líquido corrosivo determinará qué material será el adecuado, primero se debe hacer un cuidadoso estudio de las características del producto químico que se va a manejar.

Constituyentes mayores y menores

Lo más importante al estudiar cualquier producto químico es el conocimiento de sus constituyentes, no sólo los mayores, sino también los menores porque en muchos casos los constituyentes menores serán los más importantes, porque pueden alterar radicalmente los regímenes de corrosión y se necesita un análisis detallado de ellos.

La concentración de cada constituyente va en relación directa con el producto. Si se dice "concentrado", "di-

luido" o "rastros" es una descripción aproximada, por las diferentes interpretaciones que se dan a esos factores.

Por ejemplo, hay quienes interpretan "concentrado" para indicar cualquier constituyente con una concentración mayor de 50 % por peso, mientras otros lo interpretan como cualquier concentración superior al 5 %. Por ello, siempre es deseable indicar el porcentaje por peso de cada constituyente en una solución o sustancia. Esto elimina las interpretaciones múltiples y permite una evaluación más exacta.

También se recomienda indicar el porcentaje por peso de cualesquiera rastros, aunque sólo sean partes por millón. Por ejemplo, el hierro al alto silicio puede ser adecuado cuando no hay fluoruros presentes; pero, si el producto tuviera un contenido de unas cuantas ppm de fluoruros, el hierro al alto silicio sufriría daños muy serios.

Propiedades del producto químico

Los términos muy generales como "caliente", "frío" e incluso "temperatura ambiente" se prestan a muchas interpretaciones. Las definiciones preferidas serían temperatura máxima, mínima y normal de operación en °C o en °F. Las reacciones químicas, por lo general, aumentan su rapidez en dos o tres veces con cada incremento de 18°F en la temperatura. La corrosión se puede considerar como reacción química y por ello se apreciará la importancia de la temperatura o gama de temperaturas.

Una bomba expuesta a la intemperie es un buen ejemplo de la ambigüedad del término "ambiente" porque podría haber una diferencia de 150°F entre un clima muy frío y uno muy cálido. Si no se puede especificar la tem-

peratura en grados exactos, se puede calcular la temperatura ambiente según el lugar geográfico en que esté la bomba. Esto es muy importante para los materiales de bombas que están sujetos a choques térmicos y a corrosión más intensa, a temperaturas elevadas.

Con demasiada frecuencia no se tiene en cuenta el pH del producto químico. Puede ser un factor importante y bien controlado en el proceso de producción y también será muy útil para evaluar las características del producto químico para la selección del material de la bomba. Una razón por la cual se puede pasar por alto el pH es que, por lo general, no se sabe si el producto corrosivo es ácido o alcalino. Sin embargo, no siempre ocurre así, en particular con productos en los cuales se ajusta el pH para que siempre sea ácido o alcalino. En tal situación, se deben conocer los detalles precisos para efectuar una evaluación más minuciosa.

También es importante saber si un producto cambiará de ácido a alcalino durante el proceso, pues puede tener un pronunciado efecto en la selección de materiales; algunos, que pueden ser idóneos para manejar un líquido ácido o alcalino dado, no serán adecuados para los casos en que hay cambios.

La corrosión por erosión, la velocidad y los sólidos en suspensión también son importantes en las bombas para las industrias de procesos químicos.

El diseño de la bomba es un factor importante cuando el líquido contiene sólidos en suspensión o en solución. No es raro que una aleación dada, al parecer adecuada, resulte totalmente inadecuada cuando sólo se tienen en cuenta los factores hidráulicos en una aplicación dada. Suele ocurrir que no se menciona la presencia de sólidos en un producto en la hoja de especificaciones. Esto, sin duda, es la causa de graves fallas por corrosión y erosión en muchas bombas, cuando no se ha especificado la presencia de sólidos.

La presencia de aire en un líquido puede ser muy importante. En algunos casos, es la diferencia entre el éxito y el fracaso, pues es factible que el aire convierta en oxidante a un producto reductor. En estas condiciones, se puede necesitar un material totalmente distinto. Un buen ejemplo lo sería una bomba autocebante, hecha con aleación de níquel-molibdeno-cromo para manejar ácido clorhídrico comercialmente puro. Esa aleación es adecuada para ese tipo de ácido, pero cualquier condición que induzca propiedades oxidantes, aunque sean pequeñas, harían inadecuada la aleación.

Otros factores en la operación de la bomba

Cuando la bomba se utiliza para transferencia o recirculación, puede haber una posible acumulación de productos de corrosión o contaminantes que reducirán su duración útil. Esa acumulación puede tener un beneficio o un serio perjuicio y, por ello, la posibilidad de la acumulación siempre se debe incluir en la evaluación de las características del producto que se maneja.

Puede haber adición, intencional o accidental, de inhibidores y aceleradores al producto. Los inhibidores le reducen su corrosividad y los aceleradores la aumentan.

Por supuesto, a nadie se le ocurriría agregar un acelerador para aumentar el régimen de corrosión en un equipo, pero la adición de un constituyente menor como parte del proceso podría producir el mismo efecto. Por ello, es importante saber si está presente ese constituyente.

Cuando la pureza del producto es indispensable, se debe tener muy en cuenta cualquier elemento que pueda ocasionar problemas por contaminación, ya sea una decoloración del producto o la desintegración de una solución. En algunos sistemas, la inclusión aunque sea de unas cuantas partes por cada mil millones de ciertos elementos puede ocasionar serios problemas. Esto es más grave en las bombas, en donde los efectos de la velocidad y la presencia de sólidos pueden alterar el producto final, en vez de lo que ocurre con otros equipos de proceso en donde la velocidad, los sólidos o ambos tienen poco o ningún efecto. Cuando el material de la bomba es el adecuado para un proceso, no habrá problemas con la pureza del producto, aunque esto no se puede considerar como regla invariable en las bombas para productos químicos.

Según sea el líquido del proceso, el contacto continuo o intermitente puede influir en la duración. El trabajo intermitente en algunos sistemas puede ser más destructor que el continuo, si la bomba retiene cierta cantidad de material corrosivo durante el tiempo de paro y se aumenta la corrosión en los puntos de contacto. También influye el que se lave o vacíe la bomba cuando no está en servicio.

Productos corrosivos y materiales para las bombas

Los materiales para las bombas se dividen en general en metálicos y no metálicos. Los metálicos se pueden subdividir en aleaciones ferrosas y no ferrosas con amplia aplicación en los procesos químicos. Los no metálicos se pueden subdividir en cauchos natural y sintéticos, plásticos, cerámicas y vidrio, carbono y gráfita, y madera.

Por supuesto, la madera tiene poca o ninguna aplicación en una bomba. Los otros no metálicos tienen aplicaciones definidas en el manejo de sustancias muy corrosivas. Los plásticos, en particular, tienen especial resistencia a la corrosión y se emplean mucho para productos químicos.

Para una aplicación dada, se debe hacer una minuciosa evaluación, no sólo de las características del producto que se maneja, sino también de los materiales disponibles para la bomba, a fin de hacer la selección de menor costo que sea posible.

Fuentes de datos

Hay disponibles varias fuentes de datos para evaluar los materiales de las bombas para productos químicos. La mejor es la experiencia práctica en la planta, pues no es raro que en empresas grandes tengan un grupo especialista en materiales o en corrosión, encargados de obtener y analizar datos de corrosión del equipo de proceso en una o más plantas. Se deben consultar estas fuentes cuando se vaya a hacer una evaluación de materiales.

La segunda fuente de datos son los resultados del trabajo de laboratorio o de planta piloto. Aunque no pueden dar una información tan valiosa o detallada como la del trabajo real, pueden constituir una buena orientación.

La tercera fuente de información son los fabricantes y proveedores. Aunque no se puede esperar que den una opinión acerca de los detalles de un proceso y los constituyentes del producto, por lo general pueden ayudar y suministrar muestras de acero para ensayos de corrosión para facilitar la decisión.

Los manuales y publicaciones técnicas periódicas son una cuarta fuente de información, pero se necesitaría tener algún sistema de almacenamiento de información para poder aprovecharla.

Tipos de corrosión en las bombas

La corrosión que se produce en las bombas para productos químicos puede parecer exclusiva al compararla con la que hay en otros equipos de proceso. No obstante las bombas, como cualquier equipo de proceso, experimentarán ocho tipos de corrosión, algunos más predominantes en ellas que en otros equipos. Sólo se hará una breve descripción de las diversas formas de corrosión para facilitar reconocerlas.

1. La corrosión general 0 uniforme es la más común y se caracteriza por la misma intensidad del daño en toda la superficie mojada o expuesta. Esta corrosión puede ser muy lenta o muy rápida, pero es la que menos preocupa, porque es predecible. Sin embargo, puede ser difícil predecir la corrosión general en una bomba por la variación de la velocidad de los líquidos dentro de ella.

2. La corrosión por celdas de concentración o intersticios es local y se produce con pequeñas cantidades de líquido estancado en lugares como roscas, superficies para juntas, agujeros, intersticios, depósitos en las superficies y debajo de las cabezas de tornillos y remaches. Cuando ocurre este tipo de corrosión es que existe una diferencia en la concentración de iones metálicos o de oxígeno en la zona estancada, por comparación con la corriente principal de líquido. Esto hace que circule una corriente eléctrica entre las dos zonas y produce un fuerte ataque localizado en la zona estancada. Por lo general, esta forma de corrosión no sucede en las bombas para productos químicos salvo que su aplicación sea incorrecta 0 en los diseños en los que no se han tenido en cuenta los factores que se sabe contribuyen a la corrosión por celda de concentración.

3. La corrosión por picadura es la más engañosa y destructora y muy difícil de predecir. Suele ser sumamente localizada y se nota por agujeros pequeños (los más) o grandes y la pérdida de peso debida a las picaduras será un pequeño porcentaje del peso total del equipo. Los cloruros en particular inducen picaduras que pueden ocurrir prácticamente en todos los tipos de equipo. Esta forma de corrosión puede estar relacionada con la de celda de concentración, porque las picaduras pueden empezar en los mismos lugares que ésta. Las picaduras pueden ser comunes en zonas que no sean las estancadas, mien-

tras que la de celda de concentración está confinada a la zona de estancamiento.

4. Las grietas de corrosión por esfuerzo son una falla localizada que ocurre por la combinación de esfuerzos de tracción y un producto químico determinado. Se han hecho más investigaciones de esta forma de corrosión que de cualquier otra. No obstante, todavía no se conoce con precisión el mecanismo de las grietas de corrosión por esfuerzo. Pero, las piezas de fundición, debido a que tienen espesor adicional, rara vez tienen este tipo de grietas. La fatiga por corrosión, que se podría clasificar como grietas por corrosión por esfuerzo es importante en los ejes de bombas para productos químicos, debido a los repetidos esfuerzos cíclicos. Las fallas de este tipo ocurren con intensidades de esfuerzos menores que el punto de cedencia, debido a la aplicación cíclica del esfuerzo.

5. La corrosión intergranular es selectiva y ocurre en los linderos de los granos y cerca de ellos. Ocurre más en los aceros inoxidables pero también en otros sistemas de aleación. En el acero inoxidable, ocurre al someter el material a temperaturas entre 800° y 1 600°F. Salvo que se modifiquen las aleaciones, esta forma de corrosión sólo se puede evitar con tratamiento térmico. Se detecta con facilidad en las piezas de fundición, porque los granos son más grandes que en un material forjado de composición equivalente. En algunos casos, se confunde la corrosión uniforme con la intergranular debido al aspecto “grabado” de las superficies expuestas a ella. Incluso en los aceros inoxidables ideales con tratamiento térmico se puede notar un ataque ligeramente acelerado en los linderos de los granos, pues estas zonas son más reactivas que los granos en sí. Hay que tener cuidado para no confundir la corrosión general y la intergranular. Las piezas fundidas de acero inoxidable nunca tendrán corrosión intergranular, si tienen buen tratamiento térmico, ni siquiera después de someterlas a temperaturas entre 800° y 1 600°F.

6. La corrosión galvánica ocurre cuando hay metales desiguales en contacto o conectados eléctricamente en alguna otra forma dentro de un producto corrosivo. Se acelera la corrosión del metal menos noble y se reduce la resistencia del otro material por comparación con la que tendría si no estuviera en contacto. Cuanto más lejos estén los metales 0 aleaciones en la serie electromotriz, mayor es la posibilidad de corrosión galvánica.

Cuando es necesario tener dos metales desiguales en contacto, hay que tener cuidado de que la superficie total del metal menos resistente sea mucho mayor que la del más resistente. Esto ayudará a evitar la falla prematura con sólo proveer una superficie bastante mayor del metal más propenso a la corrosión. Esta forma de corrosión no es común en las bombas para productos químicos, pero hay que vigilarla en los accesorios que puedan estar en contacto con las piezas de la bomba y que estén expuestos a la intemperie.

7. La corrosión por erosión se caracteriza por un ataque acelerado ocasionado por la combinación de corrosión y desgaste mecánico. La pueden ocasionar los sólidos en suspensión, la alta velocidad o ambos. Es muy común en las bombas en donde la erosión impide la formación de una película pasiva en las aleaciones que la requieren

para resistir la corrosión. El material ideal para evitar la corrosión por erosión en las bombas tendría las características de resistencia a la corrosión, resistencia física, ductilidad y una gran dureza; hay muy pocos materiales que las tengan.

La cavitación se considera una forma especial de corrosión por erosión y la ocasiona el aplastamiento o implosión de las burbujas de gas contra la superficie del metal en las zonas de alta presión. Los esfuerzos creados son suficientes para remover el metal de la superficie y eliminar la pasividad. Para la resistencia a la cavitación son deseables los materiales antes citados, pero un cambio en la tubería o un aumento en la presión de succión eliminarán el problema en casi todos los casos.

8. La corrosión por deslave corrosivo ocasiona la remoción de un elemento de una aleación maciza en un medio corrosivo. Se tipifica por descincado, desaluminación y grafitación. Este tipo de ataque no es común en las bombas para productos químicos, porque las aleaciones en que ocurre no se suelen utilizar para servicio químico pesado.

Materiales típicos de construcción

Los materiales de construcción que más se emplean en las bombas para productos químicos son los aceros inoxidables. De ellos, los más usuales son los austeníticos como Tipo 304 y Tipo 316, porque resisten mejor la corrosión que los martensíticos o ferríticos.

Los aceros inoxidables se utilizan con muchos productos corrosivos. Sirven para la mayoría de los ácidos minerales a temperaturas y concentraciones moderadas. Las excepciones más notables son los ácidos clorhídrico y fluorhídrico. En general, los aceros inoxidables son más adecuados para atmósferas oxidantes que reductoras. Los ácidos orgánicos y las soluciones de sales entre neutras y alcalinas también se manejan con bombas de acero inoxidable.

El acero al carbono, el hierro fundido y el hierro dúctil fundido también se utilizan en aplicaciones no corrosivas que se encuentran en muchas plantas.

Para servicios muy severos o críticos se suelen especificar los aceros inoxidables de alto contenido de aleación como el Alloy 20.

Las aleaciones a base de níquel, por su alto costo relativo, sólo se utilizan cuando no resulta adecuada ninguna aleación a base de hierro. Este grupo de materiales resistentes a la corrosión incluye: níquel puro, cuproníquel, níquel-cromo, níquel-molibdeno y níquel-cromo-molibdeno.

Las aleaciones a base de cobre como el bronce o el latón, el aluminio y el titanio son los materiales no ferrosos de empleo más frecuente, después de las aleaciones a base de níquel para las bombas. Es utilizado el circonio en algunos casos especiales.

Los revestimientos de caucho natural y sintético tienen amplio uso en condiciones en que hay abrasión, corrosión o ambas. El caucho (hule) natural blando es el que tiene mejor resistencia a la abrasión, pero no se puede emplear a temperaturas tan altas como el caucho semiduro o los sintéticos como el Neopreno o el de butilo.

En muchos casos, el caucho duro y el sintético también tienen más resistencia a los productos químicos.

Cada vez se utilizan más los plásticos en las bombas. En los últimos años han aparecido en el mercado una gran cantidad de nuevos plásticos. Para máxima resistencia a los productos químicos, las resinas de fluorocarbono como el politetrafluoroetileno (PTFE) y el etileno-propileno fluorados (FEP) tienen numerosas aplicaciones. Cuando se necesita resistencia química está disponible una serie de plásticos reforzados con fibra de vidrio (FRP); los más comunes son resinas epoxi, poliéster y fenólicas. Los plásticos se emplean cada vez más porque ofrecen la misma resistencia a la corrosión que los metales a un costo más bajo. Sin embargo, no se cree que los plásticos sustituyan por completo a los metales.

Siempre que es posible se evita emplear bombas construidas con cerámica o vidrio por su escasa resistencia física. Sin embargo, en muchos servicios muy corrosivos y a altas temperaturas, el vidrio o la cerámica son los más adecuados porque son inertes a los productos químicos.

El carbono o grafito se suelen utilizar para el mismo tipo de servicio y la razón principal para usarlos en lugar de vidrio o cerámica es que éstos no son adecuados cuando se manejan ácidos o álcalis fuertes.

Tipos de bombas para productos químicos

El segundo paso para seleccionar la bomba se basa en las características del líquido y en la carga y capacidad deseadas. Se debe recordar que no todas las bombas se pueden obtener de cualquier material de construcción y la selección final se debe basar en la disponibilidad de tipos en el material requerido.

Las bombas centrífugas tienen un uso muy extenso en las industrias de procesos químicos porque son adecuadas casi para cualquier servicio. Están disponibles con una enorme variedad de materiales resistentes a la corrosión. Aunque no se construyen en tamaños muy grandes, son comunes las que tienen capacidades entre 5 000 y 6 000 gpm. Las cargas pueden ser hasta de 500 a 600 pies con motores eléctricos de velocidad estándar. Estas bombas se suelen montar horizontales, pero también pueden estar verticales, suspendidas dentro de un tanque o colgadas de la tubería. Sus desventajas incluyen menor rendimiento cuando manejan líquidos con viscosidad de más de 550 SSU y la tendencia a perder el cebado cuando el líquido contiene cantidades pequeñas de aire o de vapores.

Las bombas rotatorias de engranes, tornillo, álabes deformables, álabes (aspas) deslizables, pistón axial y de excéntrica se utilizan en servicios que requieren una presión de descarga de 500 a 1 000 psi y son aplicables para líquidos de alta viscosidad o de baja presión de vapor. Su desplazamiento constante a una velocidad fija las hace ideales para dosificar pequeñas cantidades de líquido. Ya que son de desplazamiento positivo, se pueden considerar autocebantes. Si se hacen con materiales susceptibles de rayarse o pegarse si tienen contacto friccional, hay que aumentar las holguras entre las piezas correlativas, lo cual reduce la eficiencia. Las bombas de engranes, de álabes

deslizables y de excéntrica, por lo general, sólo se utilizan con líquidos limpios, no abrasivos.

Las bombas reciprocantes han sido sustituidas, en su mayor parte, por las centrífugas o las rotatorias, excepto en aplicaciones especiales. De todos modos, todavía se emplean mucho cuando sus características de velocidad y de carrera variables son parte importante del proceso. Esta característica, junto con su capacidad inherente para manejar líquidos volátiles y muy viscosos, las hace adecuadas en particular para sistemas de dosificación e inyección, en los cuales funcionan con **baja** capacidad y cargas elevadas. Están disponibles para presiones de descarga hasta de 50 000 psi. Sus desventajas incluyen que requieren una **NPSH** bastante alta, la susceptibilidad del material de las válvulas de retención a los líquidos químicos y un rendimiento un tanto deficiente cuando el líquido de proceso incluye sólidos, abrasivos o cuerpos extraños. La mayoría de las bombas reciprocantes disponibles son de cilindros múltiples, o sean las llamadas dúplex, tríplex o quátriplex, para suavizar las pulsaciones ocasionadas por el movimiento alternativo.

Las bombas de diafragma también se consideran como de desplazamiento positivo porque el diafragma actúa como pistón de desplazamiento limitado. La acción de bombeo se obtiene cuando se imprime movimiento alternativo en el diafragma con un eslabonamiento mecánico, aire comprimido o aceite a pulsaciones desde una fuente externa. Esta construcción elimina cualquier conexión entre el líquido que se bombea y la fuente de ener-

gía y se elimina la posibilidad de fugas, cosa muy importante cuando se manejan líquidos tóxicos o muy costosos. Las desventajas son una selección reducida de materiales resistentes a la corrosión, carga y capacidad limitadas y la necesidad de utilizar válvulas de retención (*check*) en las boquilla de succión y descarga. Esta bomba se ilustra en la figura 1.

Las bombas regenerativas de turbina pueden trabajar con caudales hasta de 100 gpm y cargas de 700 ft. Cuando se utilizan con productos químicos, hay que aumentar las holguras internas para evitar contacto por fricción, lo cual les disminuye la eficiencia. Suelen ser inadecuadas para cualquier mezcla de sólidos y líquidos.

Consideraciones de diseño de las bombas

La casi totalidad de los componentes de las bombas son piezas fundidas. Sobraría decir que no tiene caso una evaluación detallada de las características del líquido y del material que se utilizará si las piezas fundidas no cumplen con los requisitos de calidad para una larga duración. Esto interesa más en las bombas para productos químicos que para otros líquidos porque las fugas, la pérdida del producto y el tiempo perdido pueden ser muy costosos y las fugas pueden ser de gran peligro.

Entre los factores que determinan si se puede o no utilizar cierto material para una bomba, las propiedades mecánicas son las más importantes. Un material puede tener una resistencia notable a la corrosión, pero quizá resulte imposible emplearlo para fabricar una bomba, por sus limitadas propiedades mecánicas. Por tanto, hay que recordar que estas propiedades son esenciales en cualquier material que se evalúe en cuanto a la corrosión. Esta evaluación dará una idea bastante buena de si estará o no disponible cierto diseño. Dado que la mayor parte de los materiales están incluidos en las especificaciones de ASTM o de otras instituciones, se pueden utilizar como referencia. El fabricante del material protegido por una marca registrada puede suministrar una tabla con las propiedades mecánicas y otras características que no estén incluidas en las especificaciones estándar.

Las soldaduras o la construcción soldada no deben ser una limitación siempre y cuando sean iguales o mejores que el material base. Los materiales que necesitan tratamiento térmico para darles máxima resistencia a la corrosión se deben someter al tratamiento después de soldarlos o habrá que hacer otros ajustes para tener la seguridad de que no se ha menoscabado la resistencia a la corrosión.

Las secciones de pared del cuerpo suelen ser más gruesas que lo requerido por el diseño para mantener la capacidad de bombeo aunque se pierda algo de material con productos o atmósferas corrosivos. Las piezas que están sujetas a la corrosión por dos o tres lados, como los impulsores, deben ser mucho más gruesos que sus equivalentes en bombas para agua o aceites. Las partes que trabajan a presión también deben ser más gruesas para que sigan en servicio después de que han sufrido cierta cantidad de desgaste por la corrosión. Las superficies sometidas a altas velocidades, como el espón en las bombas centrífugas, tienen refuerzo adicional para soportar

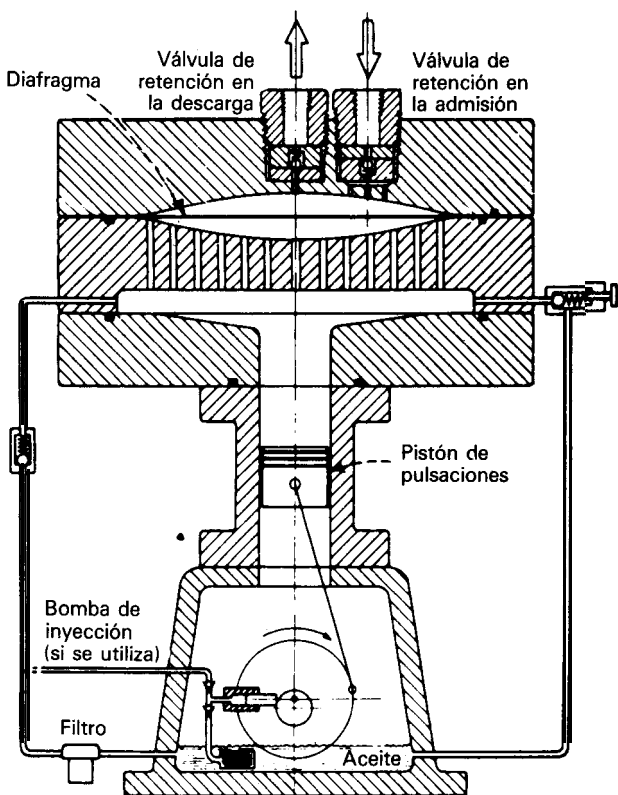


Fig. 1 La bomba de diafragma es de desplazamiento positivo

la corrosión acelerada que ocasiona la alta velocidad del líquido.

Siempre que sea posible, se debe evitar la construcción roscada de cualquier tipo en las zonas mojadas. La rosca delgada sufre el ataque por dos lados y un pequeño daño por corrosión eliminará la fuerza de sujeción de la unión roscada; por el mismo motivo se deben evitar las roscas de tubo.

Los materiales para las juntas deben resistir al producto químico que se maneje. En servicios con corrosión se utilizan mucho el asbesto (amianto) comprimido, el plomo y ciertos cauchos sintéticos. En fechas recientes las resinas de fluorocarbonos han tenido aplicación muy generalizada porque tienen una resistencia casi universal a la corrosión.

El extremo de potencia de la bomba consiste en la cubierta o carcasa para cojinetes, los cojinetes, los sellos de aceite o grasa y el sistema de lubricación de cojinetes. Se suele hacer con hierro o acero y debe poder resistir las condiciones ambientales severas de la planta. Por ejemplo, cuando se requiere respiración de la cubierta de los cojinetes, se deben incluir componentes para impedir la entrada de agua, productos químicos o mugre.

El cojinete que controla el movimiento axial del eje, por lo general, debe limitar el movimiento a 0.002 in o menos. Un juego longitudinal o axial más grande perjudica la acción de los sellos mecánicos.

En ciertas condiciones se puede necesitar camisa de agua en la cubierta de cojinetes para mantenerles su temperatura a menos de 225°F, que es el límite superior de los cojinetes estándar.

El mantenimiento de las bombas en atmósferas corrosivas puede ser muy costoso y necesitar mucho tiempo. Se puede dividir en dos categorías: preventivo y de emergencia. Al evaluar los materiales y los factores de diseño, el mantenimiento debe tener un sitio prominente. La facilidad y frecuencia son factores importantes en cualquier programa de mantenimiento preventivo.

Diseño de prensaestopas

La zona en torno al prensaestopas (estopero) ocasiona más fallas en las bombas que todas las demás piezas juntas. El establecimiento del sellamiento entre el eje rotatorio y las piezas fijas de la bomba es uno de los problemas más arduos para el diseñador.

Se utilizan empaquetaduras de asbesto trenzado, de plomo, de resinas de fluorocarbono, aluminio, grafito y otros materiales y combinaciones para sellar en el eje. Aunque parezca incongruencia, se debe permitir un pequeño escurrimiento de líquido por el sello para lubricar la superficie entre la empaquetadura y el eje. Es difícil controlar la cantidad de escurrimiento y muchas veces se aprieta en exceso la empaquetadura para detenerlo. El resultado son rayaduras rápidas en la superficie del eje que dificultan más el ajuste de la empaquetadura a la compresión correcta. Se deben solicitar al fabricante las empaquetaduras recomendadas para los diversos servicios.

Los sellos mecánicos para el eje se utilizan mucho en todas las bombas y se debe seleccionar sobre la base del

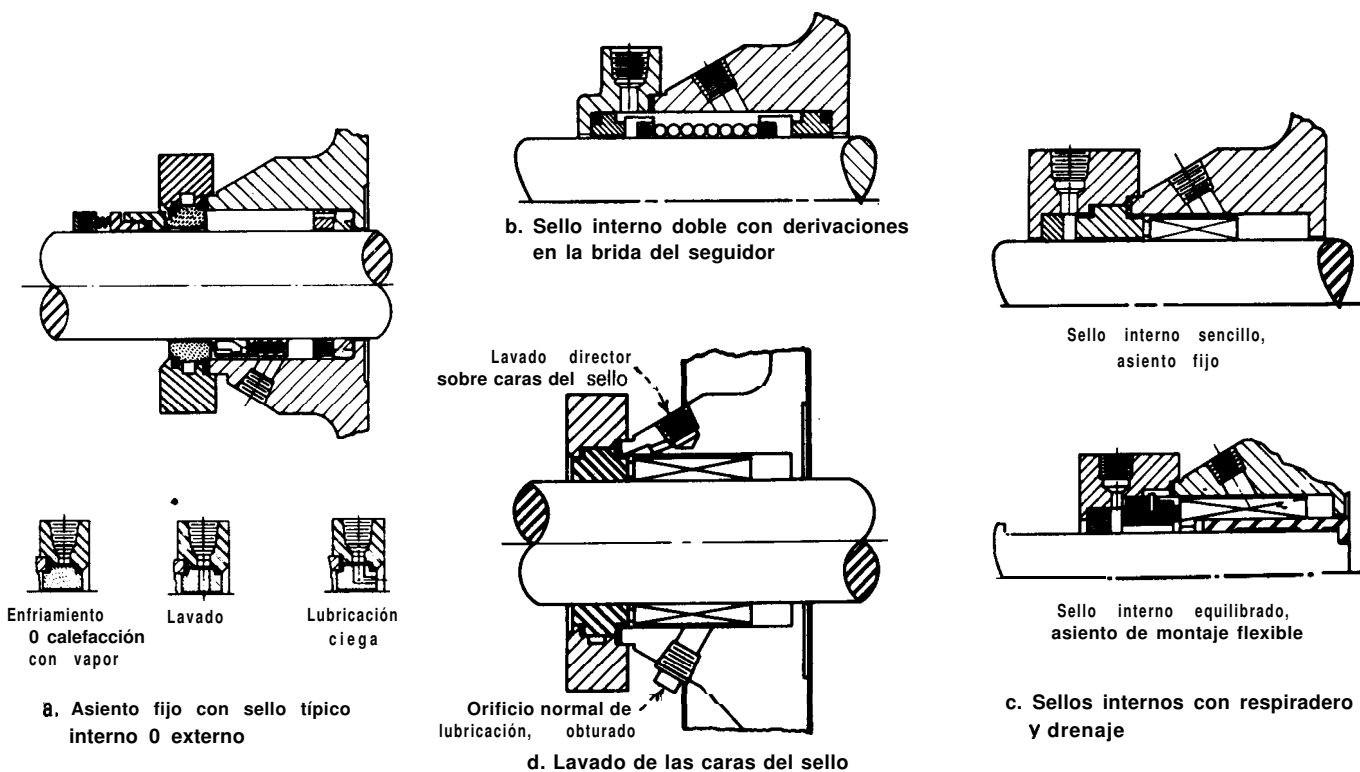


Fig. 2 Los sellos mecánicos son de tipos y con accesorios muy diversos para manejar líquidos de proceso en las condiciones de operación

tipo de producto químico corrosivo que se bombea. La mayor parte de los sellos se hacen con acero inoxidable, cerámica, grafito y resinas de fluorocarbono. Los fabricantes tienen amplia información de los tipos de sellos para diversos servicios. En la figura 2 se ilustran instalaciones típicas de sellos mecánicos.

La temperatura de funcionamiento tiene una gran influencia en el material de la empaquetadura. La mayor parte se impregnan con grasa para lubricación, pero ésta se desintegra a temperaturas mayores de 250°F, lo cual aumenta más la temperatura por la fricción. Un resultado menos notorio del aumento de temperatura es el ataque corrosivo de las piezas de la bomba en esa zona; muchos materiales seleccionados para la temperatura de bombeo no servirán cuando hay un líquido corrosivo con altas temperaturas en el prensaestopas. Otra fuente de calor es el producto que se maneja. Estos líquidos suelen estar alrededor de 300°F y, algunos, hasta a 700°F.

La mejor solución al problema del calor es eliminarlo mediante una camisa de agua alrededor del prensaestopas. Aunque la conductividad térmica es baja en la mayoría de las bombas, la zona del prensaestopas se puede mantener entre 200°F y 250°F. Este enfriamiento también ayuda a evitar la transferencia de calor a lo largo del eje hasta la cubierta de cojinetes, lo cual elimina otros problemas alrededor de éstos.

La presión en el prensaestopas varía de acuerdo con la presión de succión, el diseño del impulsor y el grado de mantenimiento de anillos selladores de ajuste preciso. Las variaciones en el diseño del impulsor podrían incluir los que tienen anillos de sello verticales u horizontales en combinación con orificios de equilibrio (balanceo) en vez de los que tienen álabes posteriores o de bombeo hacia fuera. Todos los impulsores deben tener una reducida tolerancia de funcionamiento entre el impulsor y las piezas fijas de la bomba. Esta tolerancia debe ser lo más pequeña que sea posible para evitar la recirculación del líquido y la pérdida de eficiencia resultante. Desafortunadamente, la mayor parte de los materiales de las bombas para productos químicos tienden a pegarse cuando tienen contacto de rozamiento; por tanto, hay que aumentar las holguras mucho más que en las bombas empleadas en otras industrias.

Cuando hay presiones mayores de 100 psi, la empaquetadura no suele ser satisfactoria salvo que el prensaestopas sea muy profundo y que el operador se preocupe por mantener el apretamiento correcto de la empaquetadura. Los sellos mecánicos que tienen algún sistema de equilibrio para descargar la presión alta son los mejores para sellar a más de 100 psi.

El eje de la bomba puede crear problemas adicionales en el prensaestopas. Por supuesto, un eje ovalado o torcido formará un agujero deformado en la empaquetadura y habrá fugas de líquido. La falta de equilibrio (balanceo) estático o hidráulico en el impulsor produce una flexión dinámica del eje que produce la misma condición. Los ejes de menor tamaño o los hechos con materiales que se doblan con facilidad se desviarán desde su centro real debido al empuje radial en el impulsor. Esto produce un agujero secundario en la empaquetadura que también permitirá fugas.

También se altera el rendimiento de los sellos mecánicos cuando el eje está torcido o se flexiona durante el funcionamiento. Dado que el elemento flexible del sello se debe ajustar con cada revolución del eje, cuando hay flexión excesiva se reducirá su duración. Si la flexión es mayor que el valor nominal, el elemento flexible no reaccionará con suficiente rapidez para que sus caras correlativas se queden juntas, lo cual permitirá fugas por ellas.

Se ha establecido un límite arbitrario de 0.002 in para la flexión o desviación máximas del eje contra la cara del prensaestopas.

La superficie del eje, en la zona del prensaestopas debe tener resistencia a la corrosión que sea, cuando menos, igual y de preferencia mejor, que la de las partes mojadas de la bomba. Además, esa superficie debe tener suficiente dureza para resistir el desgaste por las piezas de la empaquetadura o del sello mecánico. Además, debe poder soportar los cambios bruscos de temperatura que ocurren a veces.

Dado que no es económicamente factible hacer todo el eje con aleaciones inoxidables y es imposible, en la práctica, hacer ejes de carbono, vidrio o plásticos que puedan funcionar, las bombas para productos químicos tienen ejes de acero al carbono con un revestimiento o una manga protectores en la zona de la empaquetadura. Las mangas (manguitos) suelen ser reemplazables cuando ya están gastadas. En otros tipos se utilizan mangas integrales con el eje para disminuir la desviación y la flexión.

Otro método para producir una superficie dura en esa zona es un recubrimiento aplicado por soldadura o aspersión de metales duros sobre el eje. Estos materiales no suelen tener resistencia a la corrosión y no tienen aplicación generalizada para los procesos químicos. Los materiales cerámicos aplicados con la técnica de aspersión de plasma tienen excelente resistencia a la corrosión, pero no producen la densidad necesaria para proteger el eje.

Los ejes del tipo compuesto que tienen acero al carbono en el lado de potencia y una aleación en el lado mojado se han utilizado mucho cuando el extremo con aleación tiene resistencia aceptable. Dado que los dos extremos se unen con soldadura, la combinación de metales es sólo la que se puede soldar con facilidad. En estos ejes, la unión soldada y la zona alterada por el calor deben estar fuera de la zona mojada del eje.

En varios diseños de bombas para productos químicos, aparte de las de diafragma ya descritas, se han eliminado el prensaestopas y sus problemas.

Las bombas sumergidas verticales tienen un cojinete del tipo de manguito en la zona inmediatamente encima del impulsor, para reducir el paso de líquido hacia arriba por el eje. Para el servicio de mantenimiento en la industria química, los materiales de los cojinetes y su lubricación siguen presentando problemas.

Las bombas de rotor enlatado, en las cuales los devanados del motor están dentro de una "lata" hermética de acero inoxidable, no necesitan prensaestopas. El líquido circula por la sección del motor y lubrica los cojinetes del tipo de manga que soportan el conjunto rotatorio. Las desventajas también radican en la selec-

ción de materiales para cojinetes que sean compatibles con los líquidos corrosivos, la lubricación de cojinetes cuando el líquido no tiene propiedades lubricantes y la probabilidad -de que las trayectorias de circulación en la sección del motor se obstruyan cuando se manejan mezclas de sólidos y líquidos.

Diseño con materiales especiales

Como se mencionó, se han utilizado muchos materiales de baja resistencia mecánica en las bombas para productos químicos. Aunque estos materiales tienen problemas inherentes de rotura, su gran resistencia a la corrosión ha hecho que puedan competir con las aleaciones de alta resistencia física. Por supuesto, su baja resistencia a la tracción y su fragilidad los hacen más sensibles a los esfuerzos de tracción o flexión y se requieren bombas de diseño especial. Las piezas están sujetas por sujetadores externos y con refuerzos para evitar que se doblen. También hay que protegerlas contra los cambios súbitos de temperatura y los impactos mecánicos externos.

Aunque lo utilizan muy pocos fabricantes, el hierro al alto silicio es el material metálico más resistente a la corrosión que se pueda obtener a un precio razonable. Esta resistencia, combinada con una dureza de alrededor de 520 Brinell lo hace muy adecuado para manejar pastas agudas abrasivas. Sin embargo, la dureza del material no permite el maquinado normal y se debe utilizar maquinado de esmeriladora. La dureza también impide el empleo de agujeros taladrados o machuelados para conectar la tubería con la bomba. Por ello, se necesitan diseños especiales en la tubería para proceso, lubricación del prensaestopas y conexiones para drenaje.

Las cerámicas y el vidrio son similares al hierro al alto silicio en cuanto a dureza, fragilidad y susceptibilidad a los choques térmicos o mecánicos. Esto se debe tener en cuenta al especificar una bomba.

A veces se utilizan revestimientos de vidrio en las piezas de hierro o de acero para eliminar algunas de las características indeseables del vidrio macizo. Aunque esto permite conectar las tuberías del proceso, las características desiguales de dilatación de los dos materiales producen grietas pequeñas en el vidrio y permiten el ataque corrosivo.

Los materiales termoendurecibles y termoplásticos se utilizan mucho cuando se manejan cloruros. Su desventaja principal es la pérdida de resistencia física a altas temperaturas. Las piezas de resinas fenólicas y epoxi son susceptibles de una pérdida gradual de integridad dimensional debida al escurrimiento plástico del material. La baja resistencia a la tracción de las resinas que no incluyen algún llenador requiere un diseño en el cual estas piezas estén en compresión y la eliminación de esfuerzos de flexión. En la figura 3 se ilustran los detalles típicos de construcción.

El politetrafluoroetileno y el hexafluoropropileno tienen excelente resistencia a la corrosión. Estas resinas se han utilizado para hacer juntas, empaquetaduras, piezas de sellos mecánicos y conectores flexibles para tubería. Ya hay en el mercado bombas que incluyen estos materiales. Los problemas con ellos son que fluyen en

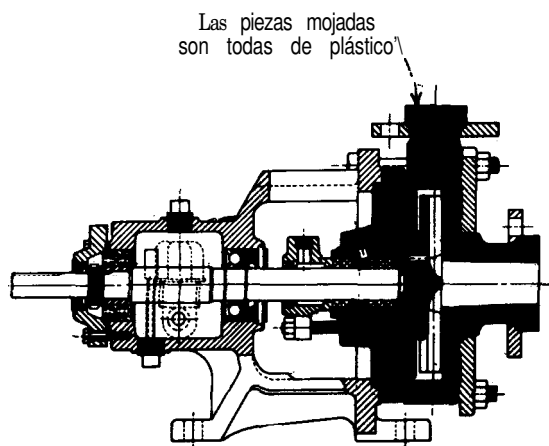


Fig. 3 La bomba de plástico tiene todo el extremo para líquido hecho de plástico

frío cuando están a presión y su elevado coeficiente de dilatación en comparación con los componentes metálicos. Las bombas pueden ser de secciones macizas gruesas (Fig. 1) o pueden ser de materiales metálicos más convencionales revestidos con algún fluorocarbono (Fig. 4).

Normas para bombas para productos químicos

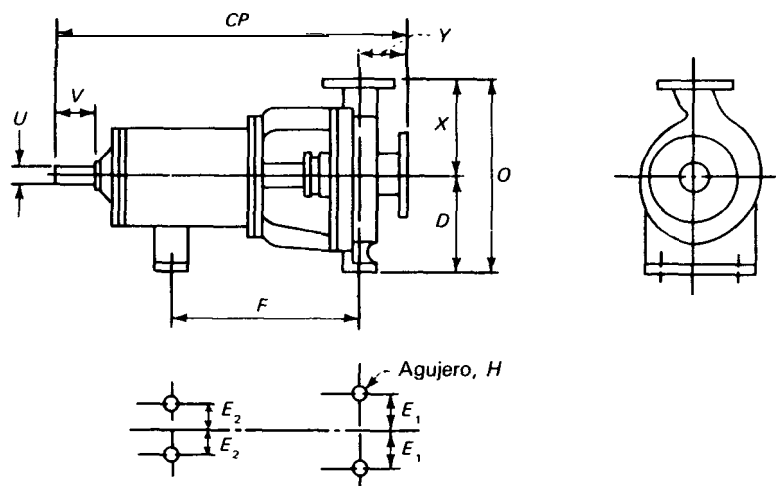
Hace más de 20 años, un comité de la Manufacturing Chemists Association (MCA) convino con un comité especial del Hydraulics Institute en una norma propuesta para las bombas utilizadas en procesos químicos. Este documento se llamó American Voluntary Standard (AVS) o Norma MCA. Años más tarde la aceptó el American National Standards Institute (ANSI) y la publicó como Norma ANSI B123.1. Casi todos los fabricantes de bombas en el mundo las construyen de acuerdo con esos criterios dimensionales y de diseño.

Esta Norma pretende que las bombas de tamaño similar, de cualquier fabricante, sean intercambiables en cuanto a dimensiones para montaje, tamaño y ubicación de las boquillas de succión y descarga, ejes de entrada y tornillería para placas de base y cimentación. En la tabla 1 aparecen las dimensiones de las bombas que se han normalizado (estandarizado).

También se describen ciertas características de diseño que minimizan los problemas de mantenimiento, por ejemplo, que el eje de la bomba debe ser de un tamaño determinado de modo que la flexión, medida en la cara del prensaestopas cuando la bomba funciona en condiciones de máxima severidad, no exceda de 0.002 in. La Norma no especifica el diámetro del eje porque las dimensiones del impulsor, la longitud del eje y la provisión para funcionar con líquidos de densidades muy altas servirán para determinar el diámetro requerido.

La norma también especifica que la duración mínima de los cojinetes en condiciones de máxima severidad no debe ser menor de dos años. No se especifica el tamaño de los cojinetes, pues lo determinará el fabricante según la carga que deben soportar.

Tabla 1. Dimensiones para bombas horizontales para procesos químicos



Dimensiones en pulgadas

Designación de dimensión	Tamaño succ. x desc. x impulsor nominal	CP	D	2E ₁	2E ₂	F	H	O	U		V	X	Y
									Diám.	Cuñero			
AA	1-1/2 x 1 x 6	17-1/2	5-1/4	6	0	7-1/4	5/8	11-3/4	7/8	3/16 x 3/32	2	6-1/2	4
AB	3 x 1-1/2 x 6	17-1/2	5-1/4	6	0	7-1/4	5/8	11-3/4	7/8	3/16 x 3/32	2	6-1/2	4
A10	3 x 2 x 6	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	16-1/2	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	8-1/4	4
AA	1-1/2 x 1 x 8	17-1/2	5-1/4	6	0	7-1/4	5/8	11-3/4	7/8	3/16 x 3/32	2	6-1/2	4
A50	3 x 1-1/2 x 8	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	16-3/4	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	8-1/2	4
A60	3 x 2 x 8	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	17-3/4	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	9-1/2	4
A70	4 x 3 x 8	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	19-1/4	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	11	4
A05	2 x 1 x 10	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	16-3/4	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	8-1/2	4
A50	3 x 1-1/2 x 10	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	16-3/4	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	8-1/2	4
A60	3 x 2 x 10	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	17-3/4	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	9-1/2	4
A70	4 x 3 x 10	23-1/2	8-1/4	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	19-1/4	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	11	4
A20	3 x 1-1/2 x 13	23-1/2	10	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	20-1/2	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	10-1/2	4
A30	3 x 2 x 13	23-1/2	10	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	21-1/2	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	11-1/2	4
A40	4 x 3 x 13	23-1/2	10	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	22-1/2	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	12-1/2	4
A80	6 x 4 x 13	23-1/2	10	9-3/4	7-1/4	12-1/2	5/8	23-1/2	1-1/8	1/4 x 1/8	2-5/8	13-1/2	4

*La conexión de succión puede tener agujeros machuelados para tornillos

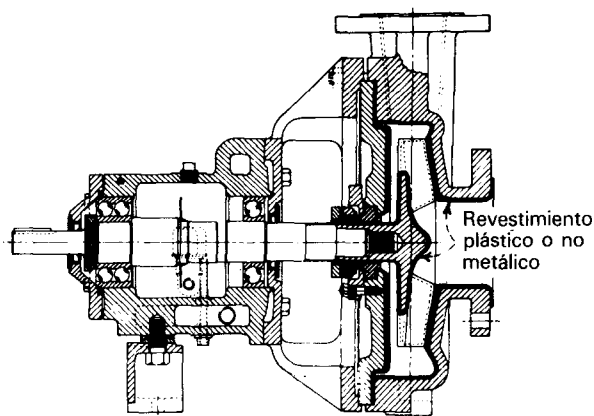


Fig. 4 La bomba con revestimiento tiene componentes metálicos revestidos con materiales de fluorocarbono

Otras especificaciones incluyen la prueba de presión hidrostática, acabado del eje con los puntos de rozamiento y el espacio para la empaquetadura.

Hay otras normas dimensionales para bombas horizontales y verticales. La International Organization for Standardization (ISO), en su Norma ISO 2858, en sistemas métrico y "SI" abarca normas dimensionales para bombas centrífugas horizontales con succión por el extremo e incluye también bombas de capacidades un poco mayores que las mencionadas en B123.1. No incluye ciertos aspectos como la flexión mínima del eje, duración mínima de cojinetes u otros aspectos para reducir el mantenimiento.

The British Standards Institution expidió la norma BS4082 para describir una serie de bombas centrífugas verticales, en línea. Aunque la intercambiabilidad fue la razón principal de la norma, también incluye el requisito de pruebas hidrostáticas y consta de dos partes: la parte I

incluyen bombas con las boquillas de succión y descarga en una línea horizontal (tipo "T") y la parte 2 incluye las bombas en donde las boquillas en el mismo lado de la bomba y paralelas entre sí (configuración en "U").

Los autores



John R. Birk es Vicepresidente de Ingeniería de The Duriron Co., Dayton, OH 45041 en donde se encargó del perfeccionamiento de las bombas de la norma AVS y de equipo con revestimiento de TFE. Tiene título de ingeniero mecánico de la University of Cincinnati y es miembro de la ASME, de la American Soc. of Professional Engineers, Dayton Engineer's Club y del Hydraulic Institute. También forma parte del Comité B73 de ANSI para bombas centrífugas y es ingeniero profesional en Ohio.

Referencias

1. "Corrosion Data Survey," National Assn. of Corrosion Engineers, Houston, 1967.
2. Fontana, M. G. and Greene, N. D., "Corrosion Engineering," McGraw-Hill, New York, 1967.
3. Lee, J. A., "Materials of Construction for Chemical Process Industries," McGraw-Hill, New York, 1950.
4. "Proceedings, Short Course on Process Industry Corrosion." National Assn. of Corrosion Engineers, Houston, 1960.

James H. Peacock es Gerente de la Machine Div., de The Duriron Corp. Imparte conferencias a menudo y ha publicado artículos de la aplicación de materiales y equipos para servicios corrosivos. Está titulado en ingeniería metalúrgica en Purdue University y es miembro de National Assn. of Corrosion Engineers, American Soc. for Metal y de la ASTM.



Selección de las bombas para reducir costos de energía

Las especificaciones anticuadas o con muchas restricciones pueden impedir a los ingenieros la selección de bombas eficientes en energía. Una guía basada en la velocidad específica de la bomba indica el tipo que se puede seleccionar.

John H. Doolin, Worthington Pump Inc

Se pueden lograr considerables ahorros de energía en los sistemas de bombas. Por supuesto, en lo primero que se deben buscar esos ahorros es en el diseño del sistema.' Sin embargo, incluso después de haber reducido al mínimo los requisitos hidráulicos del sistema y determinado las condiciones hidráulicas, se debe tratar de hacer la selección de la bomba más eficiente para el sistema.

La mayoría de los ingenieros se atienen a la eficiencia que menciona el fabricante. Sin embargo, esto no será suficiente porque las especificaciones del usuario tales como velocidad de funcionamiento, número de etapas (pasos) y configuración del impulsor pueden impedir que el fabricante ofrezca la bomba más eficiente.

Aunque la tecnología de bombas ha mejorado en forma considerable en las tres últimas décadas, todavía hay muchas especificaciones basadas en datos más antiguos. Estas especificaciones pueden llevar a la selección de una bomba ineficiente en términos del consumo de corriente eléctrica en una época en que un ahorro de 1 hp puede justificar una inversión de mil dólares.²

Guía para selección del tipo eficiente de bomba

La bomba más eficiente en una aplicación podría ser de una etapa, de etapas múltiples, de alta velocidad e incluso reciprocante. En muchas especificaciones existentes, en especial las basadas en experiencias ya antiguas, limitan la posibilidad de seleccionar bombas eficientes en energía porque hay especificaciones que las restringen, por ejemplo, a centrífuga de una etapa, centrífuga de dos etapas o de etapas múltiples.

En la figura 1 se presenta una guía para bombas eficientes con capacidad hasta de 100 000 gal/min y carga total hasta de 10 000 ft. La guía está basada en la característica de la velocidad eficiente de la bomba: $N_s = NQ^{1/2}/H^{3/4}$. En esta ecuación N = velocidad de rotación, rpm, Q = capacidad, gal/min y H = carga total, ft.

La figura 1 está dividida en seis zonas, cada una de las cuales indica el tipo de bomba que se debe seleccionar para máxima eficiencia en energía, como sigue:

Zona 1: Una etapa, 3 500 rpm

Zona 2: Una etapa, 1 750 rpm o menos

Zona 3: Una etapa, de más de 3 500 rpm o de etapas múltiples, de 3 500 rpm

Zona 4: Etapas múltiples

Zona 5: Etapas múltiples

Zona 6: Reciprocante

Cuando el valor de N_s en cualquier condición es menor de 1 000, hay una fuerte caída en la eficiencia de las bombas centrífugas de una etapa; por ello, las de etapas múltiples o de alta velocidad ofrecen la eficiencia deseada.

La zona 1 es la que incluye bombas que funcionan a 1 750 y a 3 500 rpm, porque hace años no se creía que las bombas de 3 500 fueran tan durables como las de 1 750 rpm. Desde la adopción de la Norma AVS sustituida después por ANSI B73.1, las bombas con ejes rígidos han resultado confiables.

Otra razón de las muchas bombas de 1 750 rpm en la zona 1 ha sido la idea de que las bombas de 3 500 rpm se desgastaban más pronto. Sin embargo, debido a que la velocidad en la punta del impulsor es la misma a 1 750 que a 3 500 rpm, como por ejemplo, un impulsor de 6

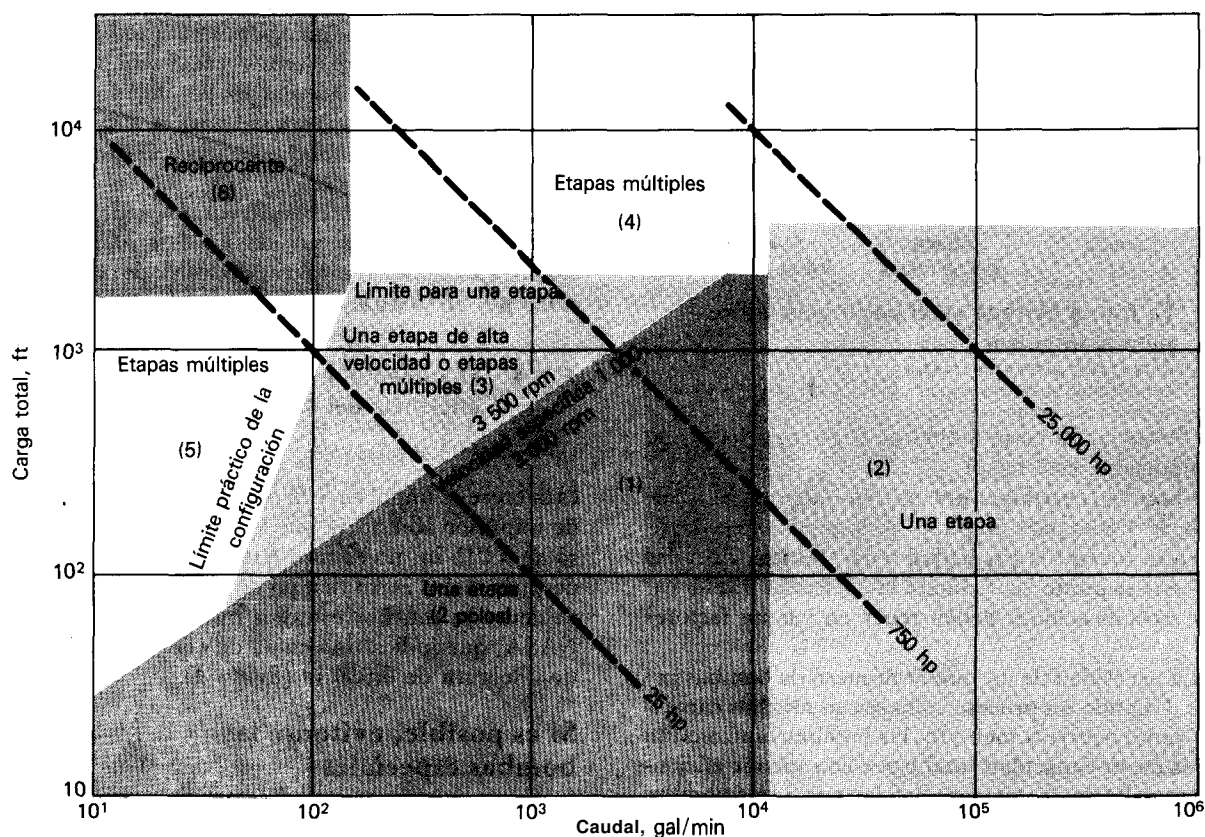


Fig. 1 La guía para selección se basa en la velocidad específica, cuyo número de una indicación de la configuración del impulsor

in a 3 500 rpm y uno de 12 in a 1 750 rpm, también lo es la velocidad del líquido y también lo debería ser la erosión de la superficie del metal. Otra razón para no limitar la velocidad de funcionamiento es que los impulsores mejorados permiten trabajar a 3 500 rpm con capacidades de 5 000 gal/min y mayores.

Evaluar límites del rendimiento de succión

La selección de la velocidad de funcionamiento también puede estar limitada en forma indirecta por especificaciones del rendimiento de succión tal como fijar la velocidad específica para máxima succión en forma directa o indirecta con la constante sigma o con las tablas del Hydraulic Institute.

La velocidad específica de succión se define como $S = NQ^{1/4}/H_s^{3/4}$ en donde N es la velocidad de rotación, rpm, Q = capacidad, gal/min y H_s = carga neta positiva de succión, ft

Los valores de S menores de 8 000 a 10 000 se han aceptado hace mucho tiempo para evitar la cavitación. Sin embargo, desde que se empezó a utilizar el inductor (Fig. 2) los valores de S en la gama de 20 000 a 25 000 se han vuelto comunes y ya resultan prácticos valores hasta de 50 000.

La constante sigma que relaciona la carga neta positiva de succión $NPSH$ con la carga total ya se utiliza muy poco y las gráficas del Hydraulic Institute son conservadoras.



Fig. 2 El inductor se instala en la abertura de succión del impulsor

Sobre la base de los diseños y materiales actuales, se deben volver a evaluar o eliminar por completo las restricciones que había en cuanto al rendimiento de succión.

Funcionamiento sin máxima eficiencia

Aunque se haya seleccionado la bomba más eficiente, hay circunstancias en que no puede funcionar con su má-

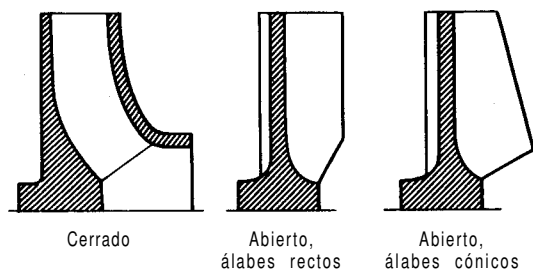


Fig. 3 La forma cerrada es el perfil más lógico para el impulsor

xima eficiencia. El costo actual de la energía ha hecho más importante este factor. ,

Una bomba centrífuga, que es una máquina hidrodinámica, se diseña para un punto de funcionamiento máximo en lo tocante a capacidad y carga total. Si no se trabaja en ese punto, se reducirá la eficiencia. En tal caso, las especificaciones deben tener en cuenta factores como:

1. La necesidad de un mayor número de bombas pequeñas. Cuando un proceso trabaja con muchas capacidades, como ocurre a menudo, las bombas funcionarán a menos de su capacidad total o sea con menor eficiencia. Para evitarlo, se pueden instalar dos o tres bombas en paralelo en lugar de una grande para que cuando se trabaje con bajo volumen, una de las bombas pequeñas pueda hacer el trabajo.

2. Tolerancia para la capacidad actual. A menudo se diseñan los sistemas de bombeo para pleno caudal en algún tiempo en el futuro. Antes de que llegue ese tiempo, las bombas funcionarán muy lejos de su eficiencia. Aunque este periodo intermedio dure sólo dos o tres años, puede ser más económica la instalación inicial de una bomba más pequeña y sustituirla más tarde por la de plena capacidad.

3. Tamaño ineficiente del impulsor. En algunas especificaciones mencionan que el diámetro del impulsor no será mayor de 90 o 95 % del que puede aceptar la bomba, a fin de tener una reserva de carga. Si esta reserva se utiliza sólo un 5 % del tiempo, esas bombas funcionarán casi siempre a menos de su eficiencia.

4. Ventajas de permitir que el funcionamiento sea a la derecha del punto de máxima eficiencia. Algunas especificaciones, que surgen de la idea como la de proveer reserva de carga, impiden la selección de una bomba que funcionaría a la derecha del punto de máxima eficiencia. Esto elimina a la mitad de las bombas que se podrían seleccionar y hace que se empleen bombas de tamaño muy grande que funcionan con baja eficiencia.

Si el impulsor abierto está maquinado en forma correcta puede ser tan eficiente como uno cerrado. Debido a los problemas de obtener perfiles hidráulicos lisos durante la fabricación, aunque las máquinas herramientas con control numérico producen impulsores abiertos configurados, las bombas con impulsor cerrado suelen ser más eficientes.

Los impulsores cerrados también son más eficientes que los abiertos pues en éstos se depende de la holgura de la

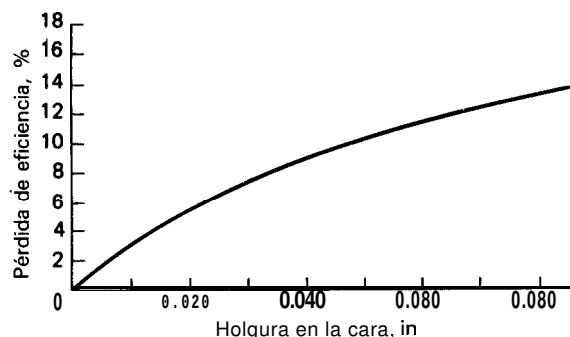


Fig. 4 El aumento en la holgura disminuye la eficiencia del impulsor abierto

cara entre el impulsor y la carcasa. Aunque una bomba de impulsor abierto se puede construir con una holgura de 0.015 in, no es raro que aumente hasta 0.050 in; después de un corto tiempo de servicio. Esto se ha descubierto en muchos estudios incluso un informe de la NASA³ que indica una caída de eficiencia de 10% con una holgura de 0.050 in (figura 4).

Si es posible, evítense las bombas especiales

En ocasiones, los requisitos particulares de un sistema exigen seleccionar bombas especiales, cuya eficiencia suele ser baja. Hay que evaluar esos requisitos a fin de determinar si en realidad se necesita esa bomba y si vale la pena perder eficiencia. A continuación aparecen ejemplos de las bombas especiales:

- Las bombas autocebantes se construyen con cámaras de succión y descarga que ocasionan considerables pérdidas por fricción. La recirculación también disminuye la eficiencia. Se podría pensar en una bomba vertical de foso húmedo como sustituto.

- Las bombas con motor enlatado, que se instalan cuando es indispensable que haya cero fugas, son menos eficientes porque el entrehierro magnético debe ser más ancho para incluir la cámara que encierra el motor.

- Las bombas con sello hidrodinámico, que son otro tipo de bombas con cero fugas, las evitan por el bombeo inverso del segundo impulsor, pero esto reduce la eficiencia del uso de la potencia.

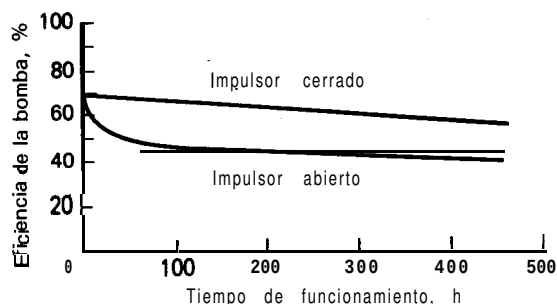


Fig. 5 El impulsor cerrado conserva más su eficiencia aunque esté gastado

■ Las bombas para manejo de sólidos se suelen especificar en tamaños más grandes o del tipo de baja eficiencia, para manejar sólidos bastante grandes sin que se obstruyan. En vez de seleccionar esa bomba puede ser más económico destacar una bomba que se obstruye de vez en cuando.

■ Las bombas con un diseño mecánico exclusivo del fabricante se escogen a veces porque pueden ser las mejores para los requisitos particulares del sistema. No obstante, se debe evaluar la posible pérdida de eficiencia antes de especificar esas bombas.

En general, se deben evitar las especificaciones restrictivas que excluyen bombas eficientes. Permítase que el fabricante ofrezca bombas que cumplan con la guía de la figura 1. También puede ser aconsejable incluir en las especificaciones que la pérdida de eficiencia tendrá una penalización, por ejemplo, de mil dólares por hp.

Referencias

1. Karassik, I. J., Design and Operate Your Fluid System for Improved Efficiency., *Pump World*, Summer, 1975. Worthington Pump Inc.
2. Reynolds, J. J., Saving energy and costs in pumping systems, *Chem. Eng.*, Jan. 5, 1976.
3. NASA Report No. Cr-120815.
4. Pumping Abrasive Fluids, *Plant Eng.*, Nov., 1972

El autor



John H. Doolin es Director de la Product Development de Standard Pumps Div., de Worthington en 14 Fourth Ave., East Orange, NJ 07017. Tiene varias patentes de bombas y ha publicado ocho artículos acerca de bombas centrífugas. Es el representante de Worthington en el Hydraulic Institute y es presidente del Subcomité 1 de ANSI B73 para bombas horizontales de succión por el extremo. Tiene licenciatura y maestría en ingeniería del Newark College of Engineering y es ingeniero profesional en el estado de New Jersey.

Selección de las bombas para industrias de procesos químicos (IPQ)

Una evaluación de los requisitos hidráulicos de un sistema de bombeo junto con el conocimiento del comportamiento y las características de funcionamiento de diferentes tipos de bombas permiten elegir la adecuada.

Richard F. Neerken, The Ralph M. Parsons Co.

Las bombas se pueden clasificar en dos tipos generales: dinámicas y de desplazamiento positivo. Las bombas dinámicas, como lo son las centrífugas, son aquellas en que se aplica energía al líquido que se bombea con un impulsor o una hélice que gira en un eje. La energía de velocidad aplicada al fluido por el impulsor se convierte en energía de presión cuando el líquido sale del impulsor y avanza a lo largo de una voluta o carcasa de difusor estacionarias. Por supuesto, cuando hay mayor velocidad, que se puede obtener con una velocidad de rotación más alta, un impulsor de mayor diámetro o ambas cosas, se puede lograr una carga más elevada.

En las bombas de desplazamiento positivo se aplica energía al líquido dentro de un volumen fijo de desplazamiento, tal como una carcasa o un cilindro, con el movimiento rotatorio de engranes, tornillos o álabes o con pistones o émbolos de movimiento alternativo.

En este artículo se examinarán los tipos básicos que existen y se estudiarán algunas de las formas para una selección racional de las bombas.

Análisis hidráulico

Se supone que, primero, se ha hecho un análisis hidráulico adecuado del sistema en que se va a utilizar la bomba. Desafortunadamente, no siempre ocurre así y se han seleccionado bombas incorrectas por falta de ese análisis. Se recomienda el empleo de un formulario, en especial en las industrias de productos químicos, pues es una útil hoja de trabajo, lista de comprobación y referencia durante el proyecto. En la figura 3 se ilustra el formulario ya lleno.

¿Qué hace el ingeniero después de terminar los cálculos hidráulicos? Selecciona la bomba que sea la mejor o más adecuada para el servicio. Aunque las bombas se clasifican en las dos categorías mencionadas, hay centenares de variantes entre las cuales se puede escoger.

Velocidad específica de las bombas

La velocidad específica es un útil indicador para tener una idea general del tipo de bomba que se debe seleccionar. Todas las bombas se pueden clasificar con un número adimensional llamado velocidad específica N_s y que se define como sigue:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

en donde N es la velocidad en rpm, Q es la capacidad o caudal y H es la carga. Cuando la capacidad se expresa en gpm y la carga en pies, las bombas centrífugas tienen velocidades específicas que van desde alrededor de 400 hasta más de 10 000 según sea el tipo del impulsor (Fig. 1).

Las bombas dinámicas pequeñas como las regenerativas de tipo de turbina y las del tipo de emisión parcial están en la gama de velocidad específica de alrededor de 100 a 1 200. Las bombas rotatorias y reciprocantes tienen valores más bajos.

Hace algunos años Balje¹ presentó un método útil para trazar la velocidad específica contra el diámetro específico en forma de gráfica. El diámetro se define con

$$D_s = \frac{DH^{1/4}}{\sqrt{Q}}$$

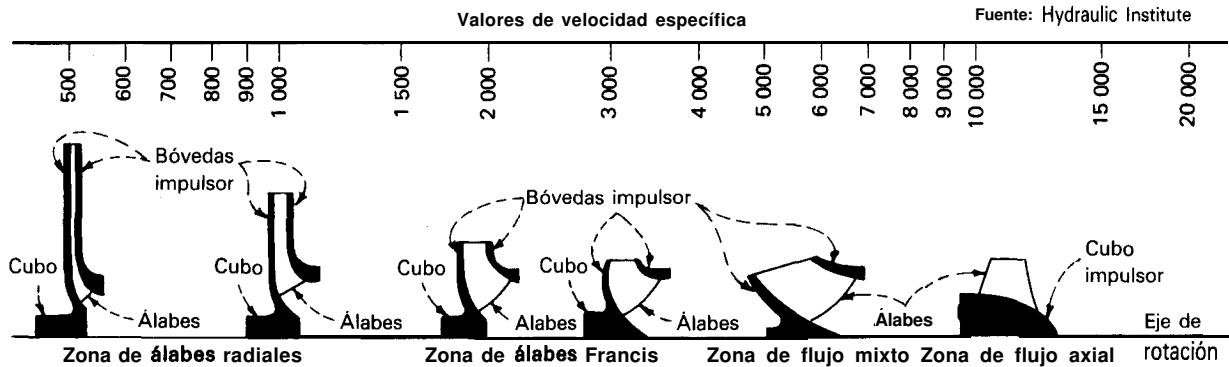


Fig. 1 La velocidad específica, número adimensional para diferentes diseños de impulsores, es un índice útil al seleccionar un tipo de bomba

en donde D es el diámetro del impulsor. Las unidades utilizadas en la gráfica (Fig. 2) son caudal o flujo Q , ft^3/s es igual a $[\text{gpm}/(60)(7.48)]$; H carga, ft; D diámetro del impulsor ft, y N velocidad, rpm.

Como ejemplo del empleo de este método, se considerarán los requisitos para una bomba típica de proceso en una planta de productos químicos o petroquímicos, como se indica en el formulario para cálculo de carga (Fig. 3). En el supuesto de que la impulsión sea con un motor de 60 Hz a 3 500 rpm, la velocidad específica es:

$$N_s = 3\,550 \sqrt{0.669} / (250)^{3/4} = 46.5$$

Téngase en cuenta un caudal de 300 gpm = $0.669 \text{ ft}^3/\text{s}$. Con los datos de la gráfica (Fig. 2) se verá que la selección adecuada parece ser una bomba centrífuga, de una etapa, de flujo radial. Se puede esperar una eficiencia máxima de 72 %. Más adelante se la comparará con la seleccionada de acuerdo con la figura 8.

Carga neta positiva de succión

Todas las bombas requieren determinada carga neta positiva de succión, **NPSH**, para permitir que el líquido fluya a la carcasa de la bomba. Este valor lo determina el diseñador de bombas y se basa en la velocidad de rotación, la superficie de admisión o del ojo del impulsor en una bomba centrífuga, el tipo y número de álabes en el impulsor, etc. En la bomba reciprocante está en función de la velocidad y del tipo de válvulas. En la mayor parte de las curvas de las bombas se indica la **NPSH** requerida a una velocidad dada, pero puede variar de acuerdo con el caudal.

En una bomba dada, de dimensiones fijas, se requiere más **NPSH** con altos volúmenes de flujo. Sin embargo, cuando se reduce el flujo y se aproxima a cero, empieza a aumentar la **NPSH** requerida, como se ilustra en la figura 4 para una bomba. El aumento en la **NPSH** en estas condiciones se explica porque la bomba funciona en

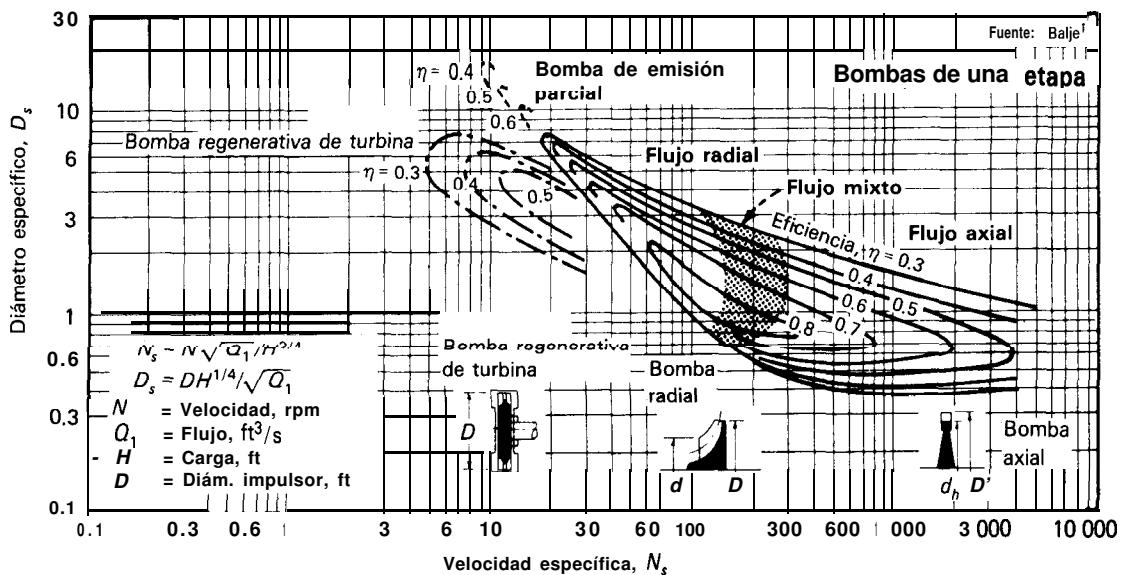


Fig. 2 Esta gráfica de velocidad específica contra diámetro específico para bombas centrífugas de una etapa permite la selección preliminar de la bomba

SERVICIO :	REFLUJO EN COLUMNA	CÁLCULO DE CARGA DIFERENCIAL	
FLUIDO	MEZCLA HIDROCARBUROS	CARACA	VIA A
TEMP. BOMBEO, °F	107°	INTERCAMBIADOR	
DENSIDAD REL. A TEMP. BOMBEO	0.89	INTERCAMBIADOR	
VISCOSIDAD A TEMP. BOMBEO	0.20 cP	CALENTADOR U HOGAR	
GPM NORMALES A TEMP. BOMBEO	250	TUBERIA 350' EQ. A 3.5/100	12
SOBRECARGA, %	20%	250' EQ. A 3.5/100	9
RPM NOMINALES A TEMP. BOMBEO	300	OTROS	2
CÁLCULO DE LA SUCCIÓN		SUBTOTAL	14
PRESIÓN FUENTE, PSIA	45	VALVULA CONTROL	10
CARGA LÍQUIDA, PSI EQUIV. A 20 FT.	2.7	CONTINGENCIA ORIFICIO	NONE
SUBTOTAL	92.7	PRESIÓN TERMINAL, PSIA	140
TUBERIA 80' EQ. A 0.48/100	~0.4	CARGA ESTÁTICA, PSI EQ. A 63 FT.	21.3 (8)
SUCCIÓN, PSIA	92.3	DESCARGA, PSIA	168.3
PRESIÓN VAPOR, PSIA	85	SUCCIÓN, PSIA	92.3
NPSH DISPONIBLE, PSI	7.3	PRESIÓN DIFERENC., PSI	96
NPSH DISPONIBLE, FT	19	CARGA DIFERENC., FT	250
HOJA DE CÁLCULO DE CARGA DE LA BOMBA		DATOS PRINCIPALES	
		TRABAJO NO	HOJA NO
		REY	

Fig. 3 Cálculo de carga para requisitos de bombas de proceso

condiciones “fuera de diseño”, lo cual disminuye mucho la eficiencia y se nota por un funcionamiento ruidoso o aumento excesivo de temperatura con flujos bajo o mínimo.

Cuando una bomba centrífuga no cuenta con suficiente *NPSH* disponible en el sistema en que va a funcionar, se reducirá su capacidad a menos de la de diseño. Dicho en otra forma, en el punto de capacidad requerida la bomba producirá menos carga que la calculada. Este fenómeno se llama cavitación y lo ocasionan las pérdidas

excesivas de *NPSH* en la entrada al impulsor de la bomba. Con ello, se producen burbujas de vapores en el líquido, que se aplastan con rapidez y liberan energía que ataca los álabes o el alojamiento del impulsor.

Aunque la cavitación en sí no significa un desperfecto en la bomba, pues la bomba puede funcionar de vez en cuando con cavitación, con mínimos daños, no se la debe permitir en un buen diseño del sistema de bombeo.

En la figura 5 se ilustra una vieja definición de la cavitación. Cuando la diferencia entre la carga producida a la capacidad nominal y la succión inundada y en la condición real es mayor de 3% se dice que hay cavitación en la bomba. Las bombas que manejan líquidos puros, como el agua, pueden sufrir más cavitación porque el líquido es homogéneo y las burbujas se contraen al mismo tiempo. Asimismo, los líquidos como el agua tienen una elevada relación entre vapor y volumen de líquido. En el mismo sistema de bombeo, un líquido químico mezclado o de petróleo, compuesto por muchas fracciones que se vaporizan a diferentes temperaturas, producirán una cavitación menos intensa.

Se ha escrito mucho acerca de la cavitación y queda fuera del alcance de este artículo comentar todos los as-

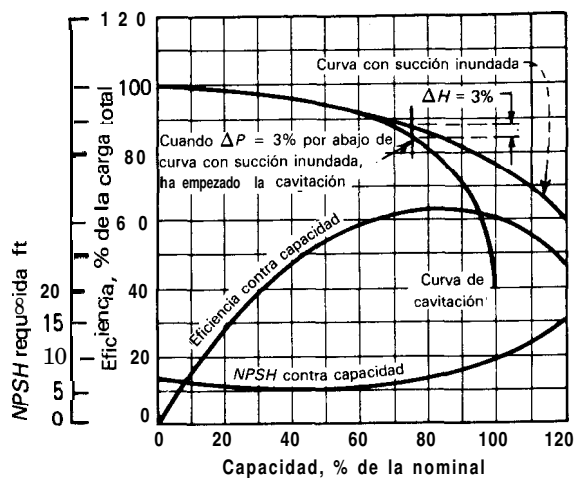


Fig. 5 Cavitación en una bomba centrífuga pequeña

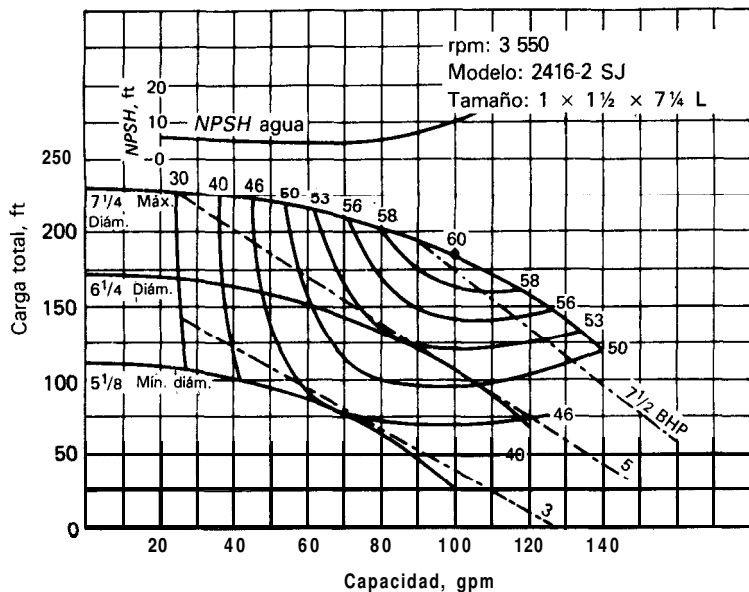


Fig. 4 La carga neta positiva de succión en una bomba dada de dimensiones fijas puede aumentar cuando se reduce el flujo en la bomba y se aproxima a cero

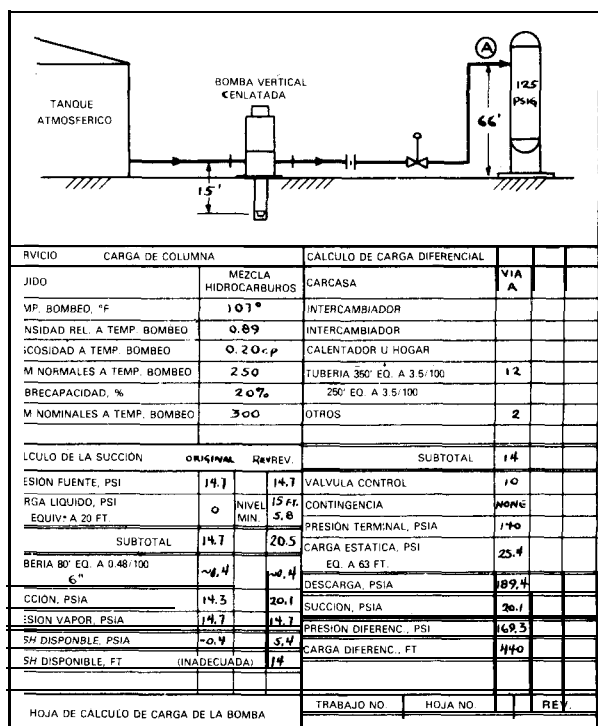


Fig. 6 Cálculos de *NPSH* para líquido en ebullición en un tanque

pectos del tema. Se han publicado artículos técnicos^{2, 3, 4, 5, 6} que tratan estos aspectos en detalle. Baste decir que se debe seleccionar una bomba que no tenga cavitación. ¿Cómo se hace?

Al efectuar el estudio hidráulico, se debe tener suficiente *NPSH* disponible para la bomba, mediante el conocimiento de las características del líquido bombeado y la ubicación física de la bomba. Se hará referencia de nuevo al primer ejemplo en el cual se considera que el líquido está en ebullición. La altura del líquido por encima de la bomba se puede controlar al diseñar el recipiente de succión con suficiente altura sobre el nivel del piso. Sin embargo, si el líquido está a su punto de ebullición en un tanque de almacenamiento al nivel del piso y con la bomba contigua al mismo, se tiene un problema diferente para el bombeo, como se ilustra en la figura 6.

La *NPSH* disponible, (*NPSH*)_A se define como:

$$(NPSH)_A = \left(\frac{P_{\text{succión}}}{\text{(densidad } 2.31)} - P_{\text{fricción}} + P_{\text{estática}} - P_{\text{vapor}} \right)$$

en donde $P_{\text{succión}}$ es la presión absoluta del líquido en su origen, $P_{\text{fricción}}$ es la pérdida de presión por fricción en la tubería de succión, $P_{\text{estática}}$ es la altura neta del nivel del líquido encima de la línea de centro de la entrada de la bomba (convertida a psi para esta ecuación) y P_{vapor} es la presión de vapor del líquido a la temperatura de circulación. Se considera que un líquido en ebullición está a su presión de vapor en el recipiente de origen, lo cual hace que la *NPSH* disponible sea función sólo de la elevación estática y la fricción en el tubo.

En la industria de procesos químicos se acostumbra obtener la *NPSH* mediante la elevación del recipiente para succión. Cuando no se puede hacer así, existen otros procedimientos. Uno es utilizar una bomba vertical con los elementos de bombeo debajo del nivel del piso y suelen ser del tipo enlatado; con ello se obtiene la elevación necesaria debajo del nivel del piso o rasante. Este tipo de bomba se utiliza mucho sólo en estos casos, aunque también se puede emplear cuando existe una *NPSH* adecuada encima de la rasante. Los líquidos en ebullición, los volátiles, los líquidos como el butano o propano almacenados en esferas, el condensado que viene de los condensadores de vapor a vacío, etc., son algunas de las aplicaciones más usuales para este tipo de bomba.

En sistemas grandes, en especial con caudales mayores de 3 000 a 4 000 gpm, puede ser antieconómico o imposible elevar el recipiente de succión lo suficiente para proveer la *NPSH* necesaria para la bomba. Entonces, se puede emplear una bomba reforzadora, que a menudo es de una sola etapa y de velocidad más baja, que toma el líquido desde el recipiente de succión y lo envía a la bomba principal en donde entra a presión más alta.

Este concepto de bombas reforzadoras se aplica a bombas pequeñas para productos químicos mediante un inductor integrado, que es una forma de impulsor que actúa como un impulsor reforzador para baja *NPSH*. Este inductor envía el líquido a presión más alta hacia el impulsor principal y hace que la *NPSH* neta requerida sea muy baja (de apenas 1 a 2 ft en ciertos tamaños pequeños).

Ahora se hará referencia de nuevo al ejemplo de la figura 3. De entre las docenas de tipos de bombas, ¿cuál se seleccionará para ir de acuerdo con los datos?

Bombas AVS (ANSI B123.1)

Una bomba suspendida del tipo de American Voluntary Standards (AVS) sería adecuada para esta aplicación. (Para mayores detalles, véase la página 24 de este libro.) Este tipo es el "caballo de batalla" en la industria de procesos químicos y lo tienen casi todos los fabricantes después de que Manufacturing Chemists Assn. propuso la normalización de capacidad y dimensiones de montaje y fue convertida en Norma ANSI.

Estas bombas están disponibles en tamaños desde 1 in de descarga con capacidad de 100 gpm a 3 550 rpm, hasta 8 in de descarga para un máximo de unos 3 000 gpm. En ciertos tamaños pequeños se pueden producir hasta 700 ft de carga a 3 550 rpm y unos 200 ft en tamaños más grandes que funcionan a 1 750 rpm.

Estas bombas incluyen la característica de desarmado por la parte posterior y el elemento de bombeo se puede desmontar sin abrir las conexiones con la tubería. Se han diseñado para emplear sellos mecánicos y los tiene la mayor parte de ellas. Sin embargo, en aplicaciones fuera de lo común; también se pueden utilizar empaquetaduras convencionales.

Debido a la estandarización, muchos fabricantes ya tienen los materiales usuales para entrega rápida, tales como hierro dúctil, *acero*, varios tipos de *acero* inoxidable, Alloy 20 y Hastelloy. También y con el empleo de los mismos soportes para cojinetes se han creado extremos

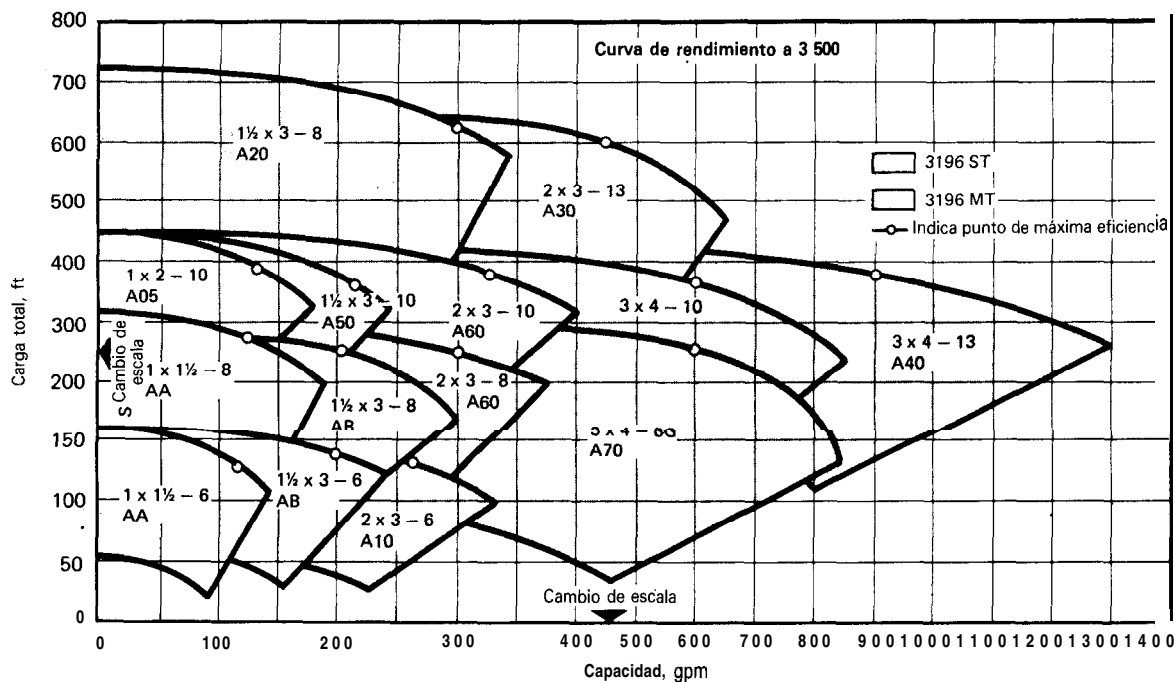


Fig. 7 Gráfica de tipos de bombas centrífugas de un fabricante, que indica tamaños disponibles para el tipo AVS

para líquido especiales para servicios especiales, como el extremo para líquido autocebante o los hechos de plástico macizo o con revestimiento de Teflón o cerámica.

Para el ejemplo de la figura 3 (y en el supuesto de que se desee una bomba AVS), se verá cómo se hace la selección del tamaño correcto. Si se consulta una gráfica de disponibilidad de un fabricante determinado (Fig. 7) se encontrarán los diferentes tamaños que se podrían considerar. Si se estudian las curvas individuales de estos tamaños diferentes (Fig. 8) se encontrará que la bomba más pequeña de $2 \times 3 - 8$ (Fig. 8a) es muy pequeña para la aplicación, porque su eficiencia máxima es a 260 gpm, que es menor que la requerida; además, tiene el impulsor del tamaño máximo y requiere alrededor de 15 ft de *NPSH* a 300 gpm. El ingeniero trata de seleccionar bombas con un impulsor de diámetro no mayor del 95 % del máximo que se puede instalar, para permitir modificaciones futuras si se hacen cambios pequeños en los requisitos del sistema de bombeo.

El tamaño inmediato superior, $2 \times 3 - 10$ (Fig. 8b) podría ser aceptable, aunque todavía está más allá de la eficiencia máxima. Se verá que tiene una eficiencia de 55 % a 300 gpm y la *NPSH* requerida es 11 ft. La tercera bomba, de $3 \times 4 - 8G$ (Fig. 8c) costaría mucho más. Es una bomba más grande y más eficiente (63 %), requiere menos *NPSH* (10 ft) y es aceptable respecto al diámetro del impulsor.

Una vez hecha la selección se pueden anotar la eficiencia en el punto nominal, los diámetros nominal y máximo de impulsor y la *NPSH* requerida, cerciorándose de que ésta sea menor que la disponible. Luego, se calcula la eficiencia de la bomba con la relación:

$$NPSH = \frac{(\text{gpm}) (\text{ft carga}) (\text{densidad relativa})}{(3.960) (\text{eficiencia de la bomba})}$$

Si se necesita que el motor sea suficiente para todo el intervalo de la curva, bastaría con prolongar la curva hasta el extremo de la gráfica. Con ello, se pueden obtener otros puntos de capacidad, carga y eficiencia y calcular el caballaje al final de la curva, como se ilustra. Salvo indicación en contrario, todas las curvas son para líquidos con densidad relativa de 1.0 y se deben corregir como se ilustra.

Otras bombas centrífugas

Se pueden utilizar bombas horizontales, un poco más antiguas, para el mismo servicio. Las bombas suspendidas de descarga tangencial fueron las predecesoras de las del tipo AVS y todavía hay muchas en uso, aunque se han ido sustituyendo poco a poco por las AVS porque tienen más ventajas, hay mayor existencia y tienen menor costo.

Se podría haber seleccionado el tipo de acoplamiento compacto, con descarga tangencial o dimensiones AVS en el extremo para líquido. Su desventaja para procesos químicos es que son más peligrosas, porque el motor está muy cerca del sello de la bomba y puede sufrir daños si hay falla de un sello o empaquetadura. Tampoco se pueden desmontar por la parte posterior, lo cual requiere desconectar la tubería o el motor eléctrico para sacar el elemento. Además, se requieren motores especiales, montados en brida, lo cual puede ser indeseable pues no habrá intercambiabilidad con otros motores en una plan-

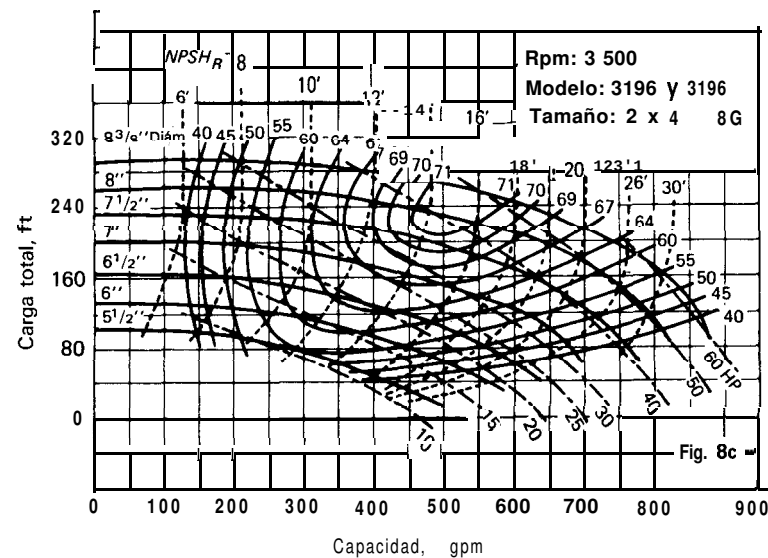
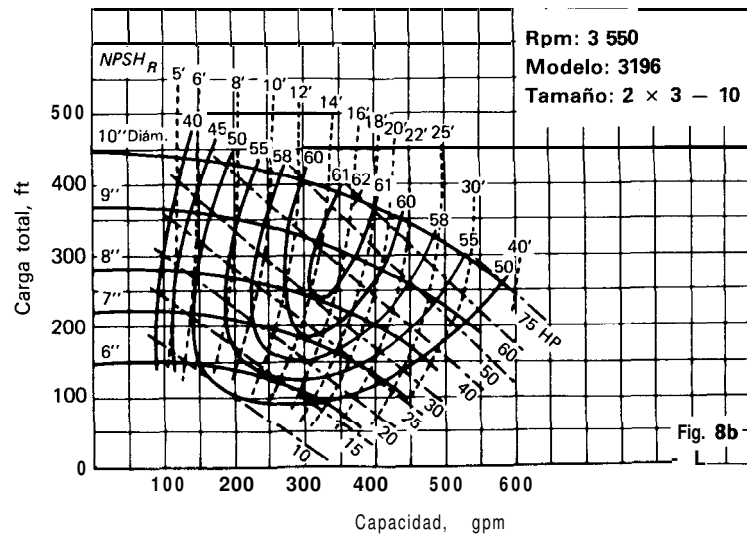
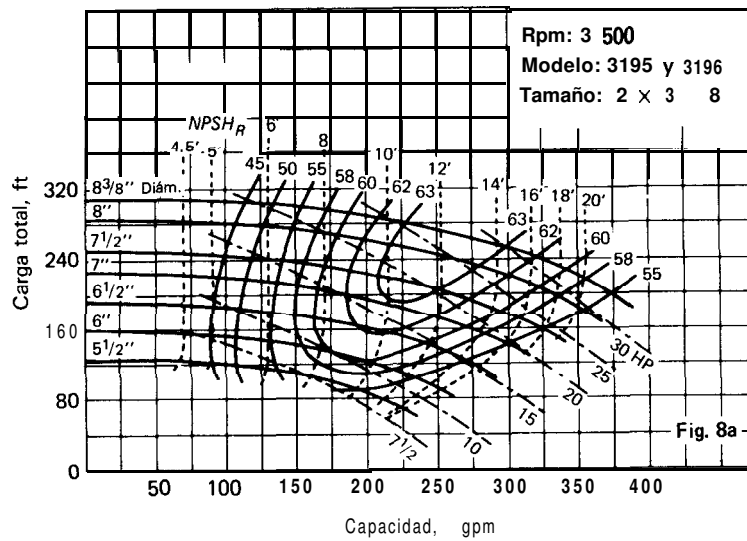


Fig. 8 Características de algunas de las bombas de la gráfica de la figura 7

ta. Sin embargo, se han construido plantas en que se emplea este tipo de montaje del motor y se pueden lograr ciertos ahorros con la eliminación de la placa de base y con la facilidad para alineación e instalación.

Se podrían haber seleccionado también bombas horizontales de doble succión de carcasa partida para esta aplicación. Sin embargo, este tipo de bomba de ese tamaño no se seleccionaría para procesos químicos porque suelen ser de mayor costo inicial, no ofrecen ventaja apreciable en eficiencia y requieren dos prensaestopas en vez de uno. Todavía se emplean mucho para servicio general, para agua de enfriamiento o para incendios o cuando se requiere un caudal muy alto, de más de 3 000 gpm para el cual no hay tipo AVS.

Ahora se considerarán condiciones hidráulicas idénticas, pero para un líquido diferente. Se trata ahora de un líquido corrosivo, tóxico y peligroso. Hasta el mejor sello mecánico puede fallar.

En las bombas convencionales se pueden instalar dobles sellos mecánicos con un líquido no tóxico para reducir las fugas. Si no se desea este sistema, se debe pensar en bombas a prueba de fugas. Hay varios tipos de bombas suspendidas en tamaño hasta de 10 in, para unos 4 000 gpm, en donde se emplea un sello hidráulico, bajo carga de resorte o carga de aire. El sello se mueve a lo largo del eje durante el arranque y hace que el prensaestopas permanezca sellado durante el funcionamiento o con la bomba parada.

También está disponible la bomba de rotor enlatado en tamaños desde unos 20 gpm hasta más de 1 500 gpm y cargas hasta de 500 ft en los tamaños pequeños. Este tipo de bomba permite la recirculación y retorno de líquido en torno a los cojinetes del motor. Un delgado cascarón de acero inoxidable impide el contacto de los devanados del motor con el líquido. No se requiere sello en el eje y se puede obtener bombeo a prueba de fugas.

Bombas para alta temperatura

Ahora se estudiará el mismo problema hidráulico pero con el requisito adicional de que el líquido está caliente. El límite de temperatura para la carcasa tipo AVS soportada con pedestales es entre 350 y 400°F. En la mayor parte de las plantas para productos de petróleo y petroquímicas no se permite este tipo, ni siquiera a esa temperatura, sino que requieren la bomba del tipo de carcasa soportada en la línea de centros (Fig. 9). Aunque son similares en sus factores hidráulicos, estas últimas bombas son más fuertes (la presión máxima de trabajo de la carcasa es de 600 psig o mayor contra alrededor de 300 psig para el tipo AVS) y son adecuadas para temperaturas de 800°F o más. También son del tipo de desmontaje por la parte posterior y son las primeras en que se utilizó. La carcasa soportada en la línea de centros permite una dilatación igual, encima y debajo de la línea de centros de la bomba, que es esencial cuando se bombean líquidos calientes. Para temperaturas mayores de unos 250°F, el prensaestopas y la cubierta de cojinetes pueden tener enfriamiento por agua.

Estas bombas también están disponibles en tamaños grandes con el empleo de construcción de dobles cojine-

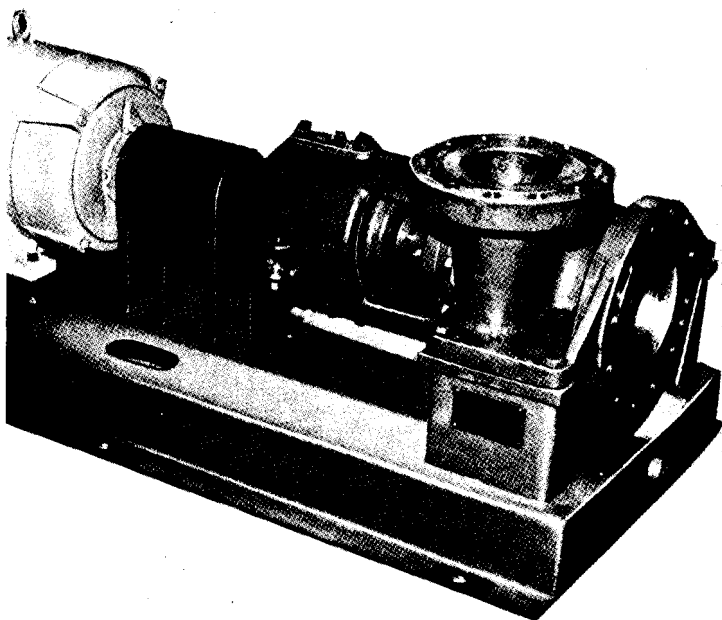


Fig. 9 Bomba soportada en línea de centros para alta temperatura

tes o entre cojinetes. La carcasa está partida o dividida en el eje vertical y permite utilizar una junta confinada, como en el tipo suspendido, deseable cuando se manejan líquidos calientes, inflamables o peligrosos.

También hay tipos de bombas suspendidas del tipo soportado sobre centros, de menor costo. Incluyen todas las características de los tipos AVS junto con orejas en la carcasa que permiten soportarla en la línea de centros. Hay que tener cuidado al especificar estas bombas, porque no son tan resistentes ni adaptables como las de tipo soportado sobre centros estándar.

Bombas para pastas aguadas

Si se va a bombear una pasta aguada más o menos espesa en vez de líquido caliente o corrosivo, se debe utilizar la bomba con revestimiento. Este tipo, que también es de diseño suspendido suele ser más fuerte y grueso y trabaja a menos rpm y a menudo la propulsión es con bandas V o de velocidad variable. Pueden tener revestimiento duro con placas de metal duro reemplazable, como el Ni-hard que resiste la abrasión por las pastas espesas o pueden tener revestimiento de caucho, que se prefiere para algunos materiales. El bombeo de pastas aguadas es un tema especializado y se puede encontrar más información en las páginas 214 y 238 de este libro y en otras publicaciones.^{8,9}

Bombas verticales: en línea o para sumidero

Se puede obtener capacidad hidráulica similar a la del tipo AVS con la bomba vertical en línea, que se ha popularizado mucho por su diseño compacto y el ahorro de

espacio porque se instala directamente en la tubería horizontal. El ANSI ha publicado una norma¹⁰ para bombas verticales en línea para las industrias de procesos químicos; también se cuenta con aleaciones especiales. También están disponibles modelos para gran caudal y temperaturas y presiones altas, para caudales hasta de unos 2 500 gpm y cargas de 150 ft.

Si la bomba que cumpla con los requisitos de la figura 3 debe estar en un tanque o una fosa, la elección más probable será una vertical. También se pueden utilizar bombas horizontales autocebantes en donde hay carga de succión, según lo prefiera el usuario. Las bombas verticales para sumidero son centrífugas, de voluta, de una etapa o verticales de turbina de una etapa; estas últimas son una derivación de las bombas de pozo profundo de agua. Consiste en una o más etapas atornilladas entre sí para formar una bomba de etapas múltiples. Estas bombas están disponibles para caudales de 60 a más de 30 000 gpm, por ejemplo, para agua de enfriamiento en una planta grande.

Por otra parte, la bomba de sumidero tipo voluta tiene muchas variantes especiales para procesos químicos que no se emplean en las bombas verticales de turbina como son camisas de vapor para bombear líquidos en fusión (Fig. 10) o son de diseño vertical en voladizo que no necesitan cojinetes a lo largo del eje y eliminan la posibilidad de corrosión en el tanque o fosa. También hay bombas verticales para pastas aguadas, con revestimientos de metales especiales o de caucho, con impulsores del tipo de paletas que dan mayor eficiencia general así como confiabilidad en servicios difíciles con materiales sucios.

Bombas de etapas (pasos) múltiples

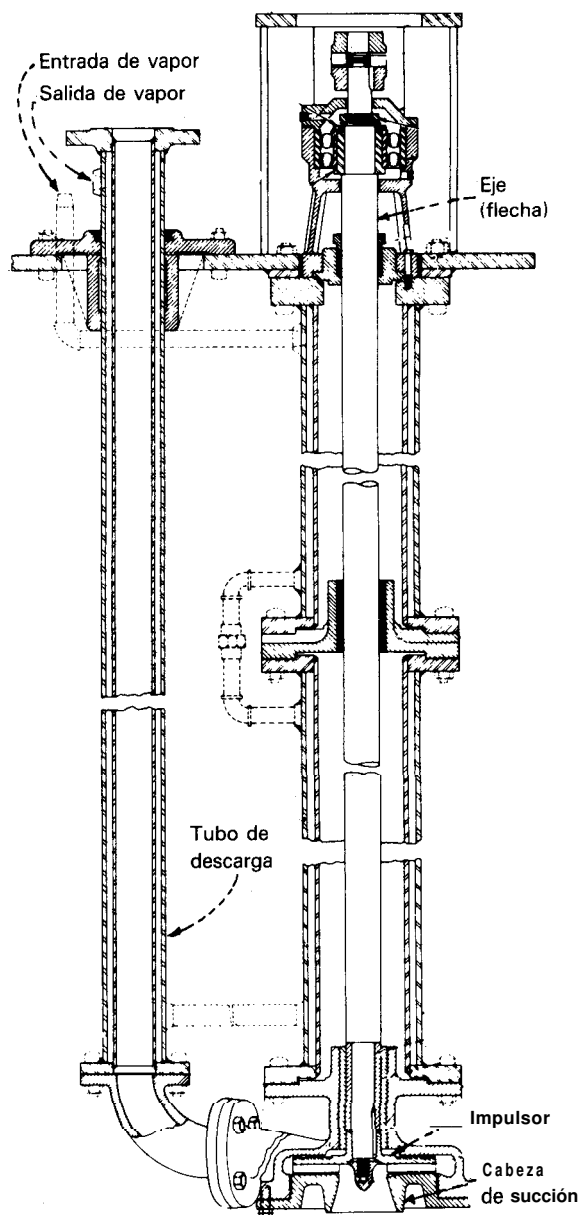
Para cargas mayores de unos 700 ft, las bombas deben funcionar a velocidades mayores que las obtenibles con motores de 60 Hz o se pueden usar bombas de etapas múltiples.

Las bombas de tipo dinámico van de acuerdo con la ley de la afinidad:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}$$

en donde N es la velocidad, Q es el caudal o flujo y H es la carga. Con esta relación, se puede ver que al hacer funcionar una bomba al doble de la velocidad dada, se duplica la capacidad y la carga producida será cuatro veces mayor. Para funcionar a más de 3 550 rpm, se requieren engranes aumentadores de velocidad, que no siempre son deseables.

Muchas bombas se construyen sólo con cojinetes anti-fricción, que no se emplean en bombas para más de 4 000 a 4 500 rpm. Por ello, sólo en bombas de diseño especial para altas velocidades se pueden obtener mayores cargas con una sola etapa. Lo más común es utilizar varias etapas en serie en la misma carcasa; la de tipo partido horizontalmente es la que más se utiliza y tiene los impulsores dispuestos ya sea en un solo sentido y equilibrados con tambores y cojinetes de empuje para equilibrio (balanceo) o impulsores opuestos en los que el empuje



Manténgase el vapor saturado en la camisa de la bomba a 35 psi. Cualquier otra presión o temperatura cambiará la viscosidad del azufre y puede dañar el cojinete sumergido.

Fig. 10 Bomba centrífuga vertical con camisa de vapor

se equilibra en forma parcial por las fuerzas opuestas en cada uno.

Se pueden lograr presiones altas, mayores de 1 800 a 2 000 psi con la carcasa del tipo de barril partida verticalmente, que se utilizan para alimentación de calderas a alta presión o en bombas de carga de alta presión en ciertos procesos químicos y petroquímicos. Las bombas de dos etapas también se pueden obtener en el tipo de carcasa partida horizontalmente o como soportadas entre líneas de centros de cojinetes que se pueden emplear en la gama de 50 a 2 700 gpm con cargas hasta de unos 1 500 ft.

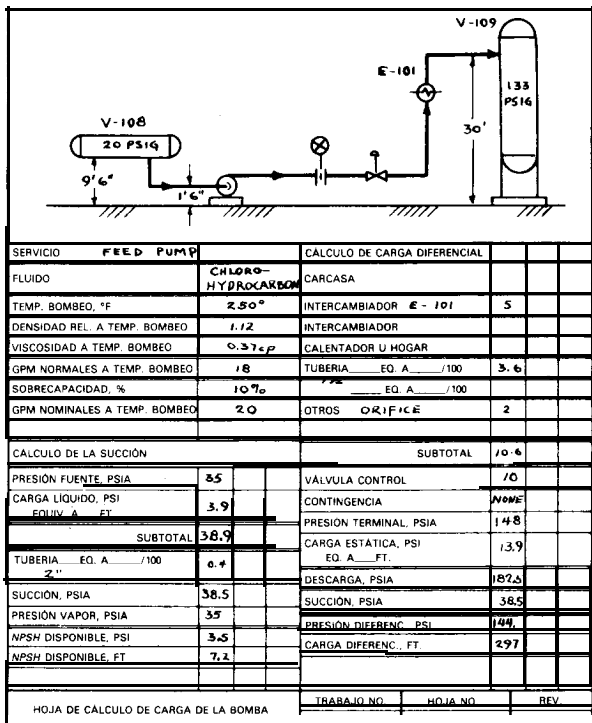


Fig. 11 Requisitos de carga de bombeo para flujos pequeños

En las bombas verticales de etapas múltiples se aplican leyes de afinidad similares y se pueden construir hasta con 20 o 25 etapas en bombas verticales de turbina pequeñas. Pero, antes de especificar una bomba que tiene tantas piezas conviene investigar otros tipos como la vertical en línea con engranes aumentadores de velocidad 0, quizá, una bomba recíprocante triplex.

Bombeo de volúmenes pequeños

A menudo, muchos de los requisitos de bombeo en las industrias de procesos químicos son para volúmenes pequeños. Aunque siempre se piensa en plantas y produc-

ciones más grandes, subsiste el hecho de que en una planta de proceso de cualquier tamaño siempre se necesitan bombas pequeñas. Esto plantea el dilema de no poder encontrar una bomba lo bastante pequeña para un trabajo eficiente y hay que llegar a una solución intermedia en cuanto a la eficiencia o tipo de bomba centrífuga.

La solución intermedia más clara para bombear volúmenes pequeños es utilizar una bomba demasiado grande para el trabajo. Examiné el problema de la figura 11. El examen del formulario para cálculo de carga sugeriría el empleo de una bomba centrífuga convencional. Pero el tamaño más pequeño disponible, por ejemplo en el tipo AVS es demasiado grande (Fig. 12). Se podría seleccionar la bomba de todos modos si se trabajara de retorno en la curva hacia cero flujo, con el sacrificio de la eficiencia. Si se consulta la figura 2 se confirmaría que para esta velocidad específica de 10.5 (con Q en ft^3/s y a 3 550 rpm) no se podría encontrar ninguna bomba centrífuga eficiente.

Pero, se podrían estudiar otros tipos de bombas para este servicio. La bomba de emisión parcial, que se construye casi siempre en tipos verticales en línea, tiene un solo punto de emisión en el difusor, por contraste con una bomba de voluta completa (Fig. 13). La bomba de emisión parcial aparece en la figura 2 dentro de una gama limitada. Se construye para acoplamiento directo a 3 550 para capacidades entre 5 y 300 gpm y con transmisión de engranes con velocidades de rotación hasta 24 000 rpm con capacidades hasta de 400 gpm o cargas de 6 000 ft.

La bomba regenerativa de tipo turbina también está disponible para pequeños volúmenes y con una o dos etapas, aunque también hay algunas de etapas múltiples. Este tipo es para líquido limpio, libre de materiales abrasivos o particulados, porque las holguras entre el impulsor y la carcasa son muy pequeñas. Está disponible en tipos con eje horizontal o vertical y algunas marcas tienen carcassas con las dimensiones externas de AVS; sin embargo, ambos son ineficientes. Se selecciona por su sencillez y facilidad de funcionamiento y control. Si se necesita un bombeo eficiente en bajo volumen, se pueden emplear bombas de desplazamiento positivo.

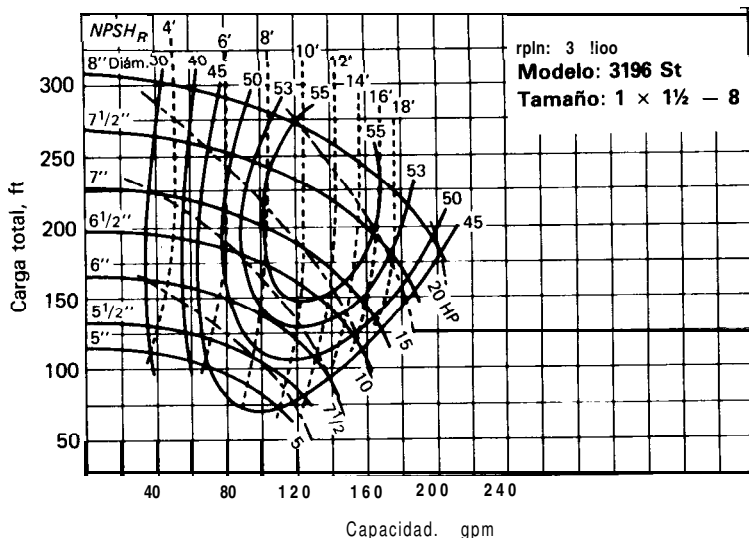


Tabla | Velocidades máximas para bombas reciprocantes en servicio en procesos

Bombas de émbolo		
Carrera, in	Velocidad, rpm	Veloc. émbolo, ft/min
2	433	130
3	320	160
4	270	180
5	240	200
6	220	220

-Bombas de vapor dúplex de acción directa		
Carrera, in	Inversiones de velocidad/min	Veloc. pistón, ft/min
6	30	30
8	26.2	35
10	24	40
12	22.5	45

Los valores de esta table se sugieren para líquidos a manos de 200°F y con viscosidad menor de 2 000 SSU. Para temperaturas o viscosidades más altas, hay que reducir estos valores.

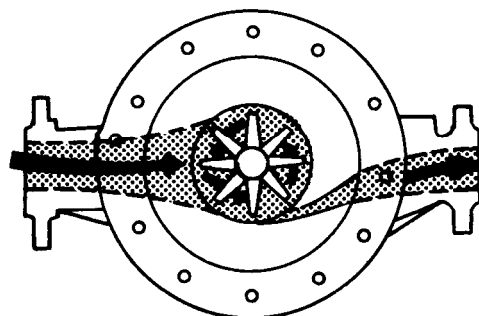
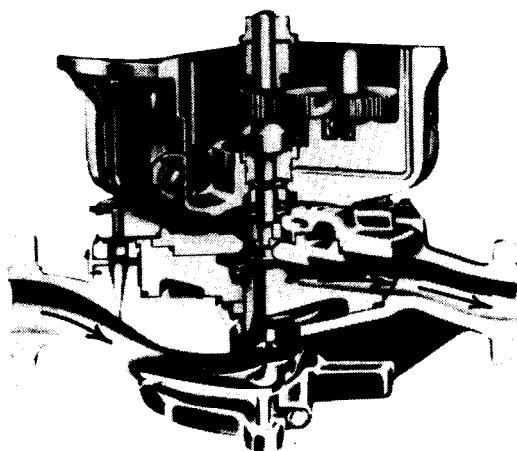
Bombas de desplazamiento positivo

Estas bombas se dividen en rotatorias y reciprocantes. R.W. Abraham¹² publicó una gráfica en que se describen más de una docena de tipos de bombas rotatorias, que se utilizan no sólo para bajo volumen sino también se fabrican para capacidades hasta de 2 500 gpm. Asimismo se emplean para líquidos viscosos, con los cuales las bombas centrífugas no son muy eficaces.

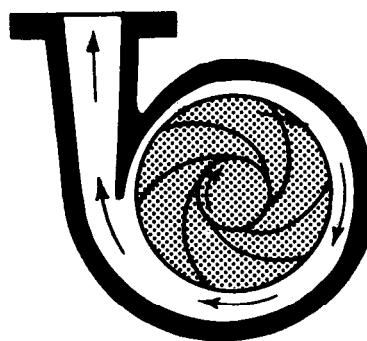
Las bombas reciprocantes se subdividen en bombas de propulsión con pistones y émbolos mediante cigüeñal y bombas de vapor de acción directa. Estas últimas aunque ya no son muy comunes, se pueden tener en cuenta para ciertos servicios especializados en que se emplea vapor como fuerza motriz. Funcionan por la fuerza del vapor aplicada en el pistón para vapor que se transmite directamente por medio de la biela y las válvulas al pistón para líquido. La presión relativa que producen está en función de la relación de tamaño entre el pistón para vapor y el de líquido.

La mayor parte de las bombas reciprocantes utilizadas en la actualidad tienen propulsión con un cigüeñal. Se construye con dos o más émbolos (por lo general tres, cinco o siete) para reducir el efecto del flujo a pulsaciones, que es una de las desventajas de las bombas de desplazamiento positivo (Fig. 14). Aunque las pulsaciones pueden ser pequeñas en una bomba triplex, siempre las hay y se deben tener en cuenta para el proceso, en especial en lo que toca al control. A menudo se utilizan amortiguadores de pulsaciones para reducirlas a un grado aceptable.

Dado que el pistón o el émbolo no pueden recorrer toda la cavidad o espacio en que se mueven, hay una parte del volumen del cilindro a la que no llegan, lo que da lugar a la eficiencia volumétrica, la cual se define como la relación entre la capacidad real bombeada y el desplazamiento teórico. La eficiencia volumétrica no se debe confundir con la eficiencia de bombeo, pues una bomba



Bomba de un solo punto de emisión



Bomba con voluta de emisión total

Fig. 13 Trayectoria de flujo en la bomba de emisión parcial

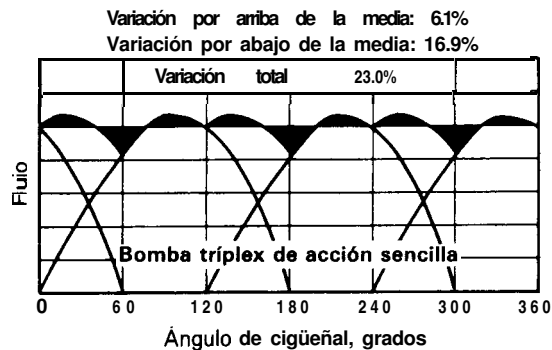


Fig. 14 Las pulsaciones en una bomba reciprocante triplex

con baja eficiencia volumétrica puede tener alta eficiencia mecánica, lo cual da por resultado un consumo muy bajo de potencia de acuerdo con la relación:

$$BHP = \frac{(\text{flujo, gpm})(\text{presión, psi})}{1.714 (\text{eficiencia mecánica})}$$

Aunque el concepto de la carga de bombeo también se aplica en las bombas de desplazamiento positivo, rara vez se menciona porque no es necesario en la determinación del cabalaje. Como las bombas son del tipo de desplazamiento positivo, no del dinámico, producirán la misma presión en cualquier líquido que pueda entrar a la cámara de la bomba.

Las bombas reciprocantes, por lo general, se seleccionan con base en la velocidad del cigüeñal, rpm, y la velocidad del pistón o émbolo, ft/min. La velocidad del pistón es la velocidad promedio a la cual se mueven el pistón o el émbolo para efectuar su carrera completa y se puede calcular cuando se conocen la carrera y la velocidad de rotación, como sigue:

$$S = 2LN/12$$

en donde S es la velocidad del pistón, ft/min; L es la carrera, in; y N la velocidad de rotación, rpm.

El fabricante, por lo general, es el que recomienda las velocidades de rotación y del pistón o émbolo. No obstante, se sugiere utilizar los límites de la tabla I como guía cuando se requiere bombeo continuo sin interrupciones.

Las bombas reciprocantes también requieren **NPSH**, pero si la **NPSH** disponible fuera insuficiente, las bombas reciprocantes no tienen cavitación como en las bombas centrífugas. En lugar de ella, la cámara del cilindro no se llenará y el líquido se vaporizará cuando pasa por las válvulas de entrada. Esto ocasiona una reducción en el volumen de salida, una probable carrera más corta en las bombas de acción directa o vibración y ruido en las propulsadas por cigüeñal. La **NPSH** requerida por una bomba de cierto tamaño es también función de la velocidad (Fig. 15). Por ello, el modo de seleccionar la bomba idónea para sistemas con baja **NPSH** en los que se ne-

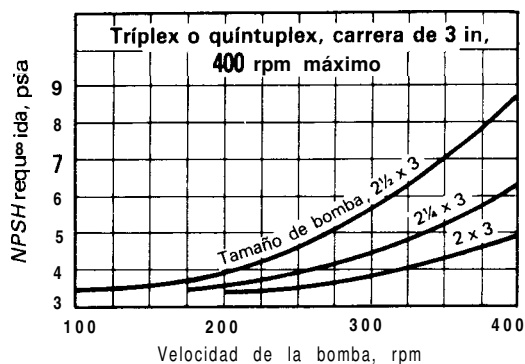


Fig. 15 Requisitos de **NPSH** para bombas reciprocantes

cesitan bombas de desplazamiento positivo es especificar las rpm de funcionamiento menores que las máximas.

Hay muchos tipos de válvulas para las bombas de acción directa y las propulsadas por cigüeñal, que incluyen válvulas de placa, de macho y disco, guiadas con aletas, de bola y de asiento esférico. Por lo general, se dan al fabricante todos los datos de propiedades del líquido y condiciones de trabajo para que seleccione la válvula adecuada.

La bomba reciprocante, igual que la rotatoria de desplazamiento positivo, se aplica para volúmenes grandes (hasta de 2 500 gpm), para presiones altas (10 000 psig o mayores con diseños especiales) o para tuberías especiales para las cuales no se pueden construir bombas centrífugas, por ejemplo, en la planta para manejo de pastas aguadas de carbón en Black Mesa." No se deben considerar obsoletas las bombas reciprocantes porque todavía tienen su lugar en ciertas aplicaciones especiales.

Bombeo de líquidos viscosos

La aplicación más importante de las bombas rotatorias de desplazamiento positivo es para líquidos viscosos. Son dinámicas porque conforme sube la viscosidad del líquido, también aumentan las pérdidas por fricción. Esto

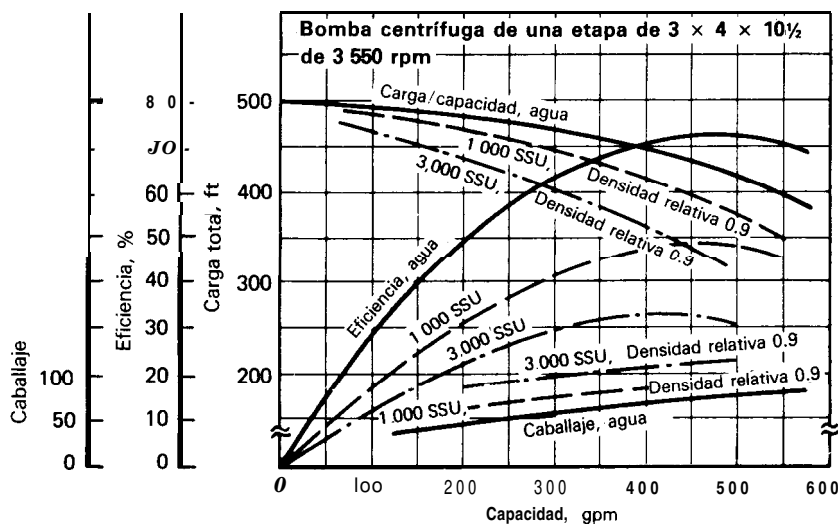
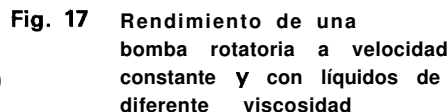


Fig. 16 El rendimiento de las bombas centrífugas cambia cuando manejan líquidos de diferente viscosidad



1. Balje, O. E., **A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part B-Compressor and Pump Performance and Matching of Turbocomponents**, *J. Eng. Power*, Jan. 1962.
2. Stepanoff, A. J., **Cavitation in Centrifugal Pumps With Liquids Other Than Water**, *J. Eng. Power*, Jan. 1961.
3. Salemann, V., **Cavitation and NPSH Requirements of Various Liquids**, *J. Basic Eng.*, **81**, 167-173 (1959).
4. Hefler, J. R., **Figure NPSH for Proportioning Pumps**, *Petrol. Refiner*, June 1956, pp. 161-169.
5. Miller, J. E., **Effect of Valve Design on Plunger-Pump Net Positive Suction Head Requirements**, presented at the ASME Petroleum Mechanical Engineering Conference, New Orleans, Sept. 18-21, 1966.

6. Hendrix, L. T., New Approach to NPSH, *Refiner*, June 1958, pp. 191-194.
7. Centrifugal Pumps for Chemical Industry Use B73, proposed American Voluntary Standard, American National Standards Institute, New York.
8. McElvain, R. E. and Cave, I., Transportation of Tailings, Warman Equipment (International) Ltd., Madison, Wis., Nov. 1972.
9. Wick, K. E. and Lintner, R. E., Pumping Slurries With Rubber-Lined Pumps, Denver Equipment Div., Joy Mfg. Co., Denver, Colo., Nov. 1973.
10. Vertical Inline Pumps, working draft of Subcommittee #2, American National Standards Institute, New York, Apr. 25, 1972.
11. Love, F. H., The Black Mesa Story, *Pipeline Eng. Intern.*, Nov. 1969.
12. Abraham, R. W., Reliability of Rotating Equipment, *Chem Eng.*, oct. 15, 1973, p. 105.

El autor



Richard F. Neerken es ingeniero en jefe del Rotating Equipment Group, The Ralph M. Parsons Company, Pasadena, California, 91121. Ingresó a Parsons en 1957 y ha trabajado en forma continua con máquinas rotatorias como bombas, turbinas, compresores, bombas y motores en muchos proyectos de la empresa. Dirige a un grupo de más de 30 ingenieros que hacen trabajos similares para Parsons en todo el mundo. Tiene título de ingeniero mecánico de California Institute of

Technology; es ingeniero profesional en California y miembro del Contractors' Committee on Mechanical Equipment en el API.

Ahorro de energía y costos en sistemas de bombeo

Para tener mínimos costos en los sistemas de bombeo no basta el costo inicial. Hay que evaluar todo el sistema, incluso los requisitos de gasto (caudal), de capacidad variable y de materiales.

John A. Reynolds, Union Carbide Corp.

Hay muchas formas de desperdiciar energía, sin saberlo, en los sistemas de bombeo. En este artículo se describirán algunas de las más notorias. Pero, primero hay que determinar lo que cuesta la energía y averiguar cómo se puede ahorrar caballaje si se invierte en una bomba más eficiente.

Costos de energía

Se compararán dos bombas de diferentes fabricantes en servicio de reforzamiento para agua. La marca A requiere 10 hp en las condiciones específicas de funcionamiento; la marca B requiere 9 hp. El costo de la



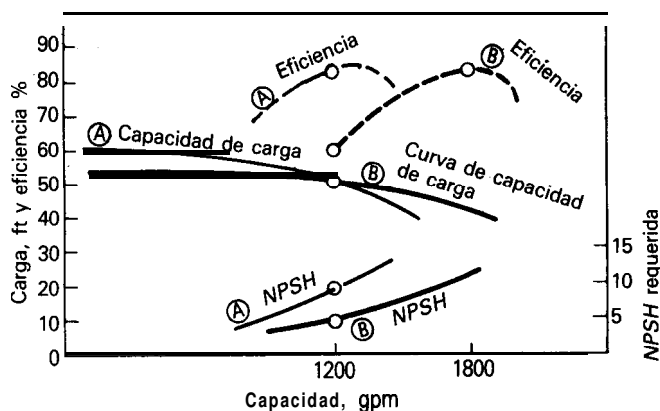


Fig. 1 Los requisitos de *NPSH* aumentan los costos de bombeo

electricidad comprada es de 2 centavos de dólar por kWh. El costo directo de operación en una instalación proyectada para durar 10 años sería $(2¢/\text{kWh})(8\,750\text{ h/año})(0.746\text{ kW/hp})(10\text{ años}) \div \text{eficiencia de motor de } 0.85 = \$1\,538/\text{hp}$.

Sin embargo, un dólar gastado en el décimo año de la instalación valdrá menos que un dólar de hoy, por la pérdida de valor del dinero. (Si se utiliza el análisis por el método de flujo de efectivo descontado se pueden incluir los diversos elementos a considerar, como inversión, costos directos, tasas de interés, duración de la instalación, etc. y llegar a una cifra precisa.) Para mayor sencillez en lo sucesivo, se supondrá que \$1 000 es la cantidad que se puede gastar en el costo inicial para ahorrar un caballo en el funcionamiento, o sea lo que se llama *equivalente de inversión* de los costos de operación en toda la "vida" del equipo. Por tanto, si la bomba de marca A cuesta \$1 500 y la marca B cuesta \$1 700, entonces ésta será la que ofrezca mayor economía total como se indica con las comparaciones de la marca A y la marca B en la tabla 1.

Tabla 1 Costos totales evaluados

Bomba	Costo inicial	Equivalente de inversión	Costo total
Marca A	\$1 500	\$1 000	\$2 500
Marca B	1 700	0	1700
Diferencia en favor de marca B			\$ 800

Tabla II Bomba más grande o mayor altura

Bomba	Costo inicial	Otros costos	Costo total
A (18.3 hp)	\$3 500	\$1200"	\$4 700
B (25.3 hp)	4500	7 000†	11 500
Ahorro neto de bomba A es:			\$6 800

. Para columna y tubos adicionales

† Costo de 7 hp a \$1 000/hp (equivalente de inversión)

Tabla III Unidad motriz de velocidad fija o variable

Unidad motriz	Equivalente de inversión	Motor	Costo total
Rpm fijas* (19.4 hp)	\$19 400	\$ 500†	\$19 900
Rpm variables* (4.6 hp)	4600	4 500‡	9 100
Ahorro neto con propulsión de rpm variables			\$10 800

* A 500 gpm.

† Costo de un motor estándar de 30 hp.

‡ Costo de motor de 30 hp de velocidad variable y controles.

Una vez establecido el equivalente de inversión para el uso de servicios públicos, es aconsejable informarlo al proveedor y quizá anotarlo en la hoja de datos del equipo. Esto le ayudará a ofrecer la bomba más económica en general y no lo limitará a que cotice la bomba que es sólo la de menor precio inicial.

Bombas de circulación de calandria

Muy a menudo el ingeniero de diseño decide la elevación de la columna sobre la rasante antes de seleccionar la bomba de circulación de calandria. Al tratar de lograr economías, hace que la altura sea la menor posible sin darse cuenta de que se va a pagar siempre una penalización en energía a cambio de un pequeño ahorro en el costo inicial.

Por ejemplo, se puede necesitar una bomba para 1 200 gpm y una carga de 50 ft. Pero, con una pequeña altura, quizá sólo estarán disponibles 5 ft de *NPSH* (carga neta positiva de succión). La bomba A (Fig. 1) tiene la máxima eficiencia para la aplicación, pero requiere 9 ft de *NPSH* a la capacidad nominal. Por ello, el proveedor debe ofrecer una bomba más grande y más costosa, que funcione con menor eficiencia para utilizar los 5 ft de *NPSH* disponible. Siempre debe haber más *NPSH* disponible que la requerida por la bomba, para impedir la cavitación.

Si se requiere una aleación costosa para la aplicación, el costo inicial de la bomba grande será todavía más alto: Ese costo excederá lo que costaría la altura adicional de una columna de acero. En la tabla II se presenta una comparación de los aspectos económicos típicos de las bombas A y B. Se puede obtener un ahorro de \$6 800 si se aumenta la altura y se compra la bomba más eficiente. Antes de establecer la altura sobre la rasante se deben comprobar los requisitos de *NPSH* para la aplicación.

Requisitos de capacidad variable

Algunos procesos pueden tener requisitos de capacidad que varían dentro de un amplio intervalo. Una forma común de resolverlo es adquirir una bomba con propulsor con motor de velocidad fija e instalar una válvula de control para reducir el flujo durante los periodos de demanda baja. En los sistemas en que la caída de presión es parte importante del requisito total de carga, vale la pena considerar una propulsión de velocidad,

Tabla IV Tipo de bombas, flujos muy pequeños

Bomba*	Costo inicial	Equivalente de inversión	Costo total
Centrífuga estándar (10.9 hp de diseño)	\$1 200	\$10 900	\$12 100
Dosificadora (0.58 hp de diseño)	3500	580	4080
Centrífuga pequeña, altas rpm (1.5 hp de diseño)	1 300	1500	2800

* Todas las bombas manejan 3 gpm con carga de 324 ft (140 psi)

variable. Según el ejemplo de la figura 2, la capacidad normal es de 500 gpm, pero a veces se necesita hasta para 1 000 galones.

Por supuesto, una bomba para 1 000 gpm con motor eléctrico y válvula de control puede manejar la demanda de 500 gpm. Pero se debe tener en cuenta que con este régimen, la eficiencia será de sólo 65 % por comparación con 83% cuando se trabaja con 1 000 gpm. Además, se verá que la carga real requerida en el sistema es de sólo 30 ft y no los 100 ft que produce la bomba a alta velocidad.

La carga producida por una bomba centrífuga varía en proporción directa al cuadrado de la relación de rpm y su capacidad varía directamente con la relación o razón de rpm. Es decir, puede "seguir" muy bien la curva de caída de presión del sistema y la mantiene eficiente, si se pueden variar las rpm. En la tabla III se verá que una propulsión de velocidad variable es la mejor elección.

Para seguir con este ejemplo, hay que observar la curva de caída de presión del sistema y tener presentes las leyes de afinidad relativas a la carga y capacidad de la bomba en contra de las rpm. Si la demanda está dividida por igual entre 500 y 1 000 rpm sin necesidades intermedias, entonces un motor cuya alta velocidad sea el doble de las rpm inferiores y que cueste unos \$1 000 sería la elección más económica. Si hay demandas intermedias, se podría utilizar una válvula de control para manejarlas.

Una última palabra respecto a las propulsiones de velocidad variable para el control de la capacidad en las bombas centrífugas. Se pueden emplear para variar el

Tabla V Tipos de bombas, flujos pequeños

Bomba*	Costo inicial	Equivalente de inversión	Costo total
Centrífuga estándar (17.2 hp de diseño)	\$1 500	17 200	\$18 700
Centrífuga, pequeña, altas rpm (4.7 hp de diseño)	1500	4700	6200
Triplex de émbolo (1.7 hp de diseño)	5500	1700	7200

* Todas las bombas manejan 12 gpm de agua desionizada con carga de 400 ft (173 psi)

Tabla VI Bombeo de líquidos de alta viscosidad

Bomba*	Costo inicial	Equivalente de inversión	Costo total
Centrífuga estándar (34 hp de diseño)	\$1 600	\$34000	\$35 600
Rotatoria, engranes (4.5 hp de diseño)	1600	4 500	6 100
Diferencia en favor de bomba de engranes			\$29 500

* Todas las bombas manejan 50 gpm con carga de 230 ft (100 psi) de líquidos de viscosidad de 500 cp.

flujo sin utilizar válvula de control y pueden reducir los requisitos de caballaje en 50% o más.

Selección de la bomba adecuada

En ocasiones, el ingeniero especificará una bomba centrífuga estándar para caudales muy pequeños. Considérese, por ejemplo, un requisito de 3 gpm para agua desionizada con una carga diferencial de 324 ft en la que se necesita acero inoxidable Tipo 316 como material de construcción. En la tabla IV se indica que una bomba centrífuga de alta velocidad, pequeña, que no sea estándar, es la más atractiva en el aspecto económico por comparación con una bomba centrífuga estándar o una bomba dosificadora, aunque su costo inicial no sea el más bajo ni sea la más eficiente. Una bomba de engranes también resultaría económica, pero no se la ha tenido en cuenta debido a la escasa lubricidad del agua, que podría ocasionar rayaduras de los engranes de acero inoxidable 316.

Si se necesita una regulación exacta de la capacidad para el flujo del agua desionizada, entonces el costo de ambas bombas centrífugas debe incluir el del sistema para dosificación y regulación, el cual se puede omitir en la bomba dosificadora, pues tiene control inherente exacto del flujo y porque en el precio se incluye un control neu-

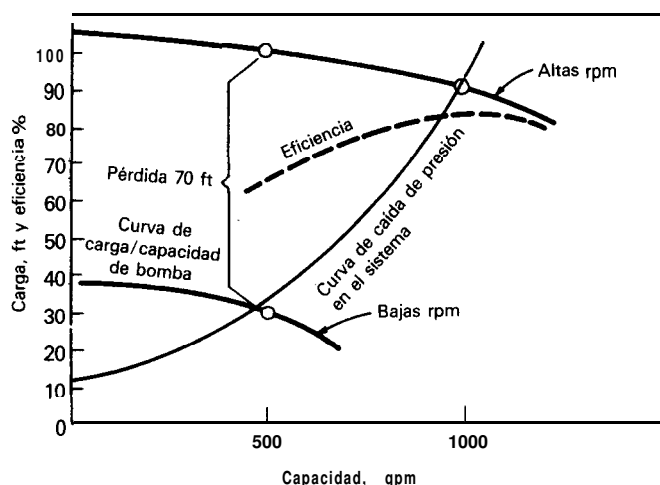


Fig. 2 La propulsión de velocidad variable reduce los costos de bombeo

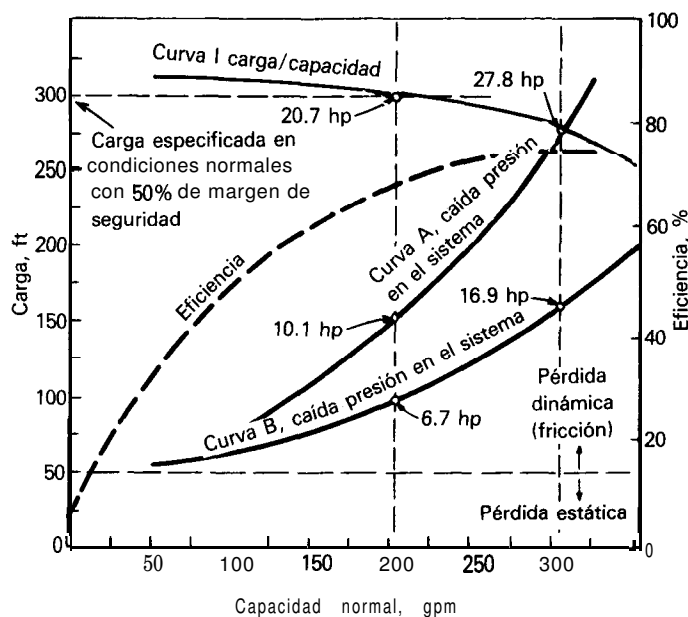


Fig. 3 El margen de seguridad hace que la válvula consuma más potencia

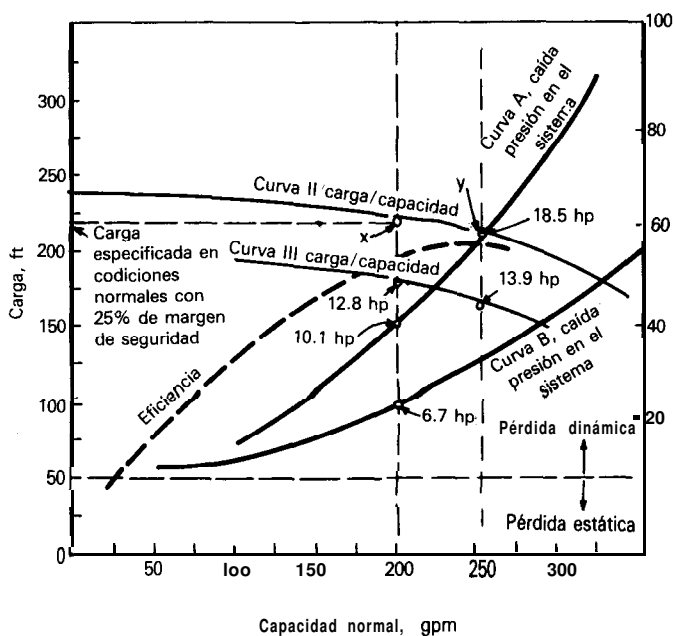


Fig. 4 Un 25% más de tamaño reduce la potencia requerida

mático de la carrera. Por tanto, en este ejemplo, la bomba dosificadora puede ser la más favorable en el aspecto económico.

Como otro ejemplo, en el cual se desea bombear 12 gpm de agua desionizada con una carga de 400 ft, la capacidad necesaria es mayor que la de la bomba dosificadora y se podría pensar en el empleo de una bomba tríplex de émbolo, una centrífuga estándar o una centrífuga pequeña, de alta velocidad. En la tabla V se indica que esta última bomba es la más idónea respecto a los factores económicos.

Sin embargo, si el acero al carbono fuera un material aceptable, la bomba tríplex costaría mucho menos, por ejemplo \$1 800 y sería la de menor costo total. Por otra parte, si también hubiera necesidad de control de capacidad, el costo adicional de una propulsión de velocidad variable o una derivación (*bypass*) para la bomba tríplex podrían hacer que la bomba centrífuga pequeña fuera la más conveniente.

En otro ejemplo se describirán los aspectos económicos de la selección de bombas para líquidos muy viscosos. Digamos que se necesita bombear 50 gpm de un producto líquido con una viscosidad de 500 cp a una carga diferencial de 250 ft. En la tabla VI los costos iniciales de una bomba centrífuga y de una bomba de engranes las colocan en primer lugar. Pero el caballaje requerido para una centrífuga de esa capacidad hace que se deba preferir la bomba rotatoria de engranes, aunque se necesite propulsión de velocidad variable o una derivación de la succión para las variaciones en el flujo.

Los ejemplos anteriores muestran que se debe tener en cuenta todo el sistema para tomar una decisión atinada, pues no basta con sólo estudiar el tipo de bomba.

Flujo nominal contra normal en válvulas y tuberías

El flujo para el cual se especifica una bomba centrífuga es el normal calculado, más un margen de seguridad y éste ocasionará un desperdicio de corriente en dos formas, si es que es más grande de lo necesario. Primera, la selección se suele basar en una bomba que alcance casi su máxima eficiencia con el flujo nominal y si se la hace funcionar después al flujo normal, no llegaría nunca a esa eficiencia. Segunda, el amplio margen de seguridad para el flujo da por resultado una carga calculada mucho más alta, porque la caída de presión en el sistema aumenta en forma exponencial cuando aumenta el flujo.

Por ejemplo, en el sistema de la figura 3, la curva B consta de 50 ft de pérdida estática (diferencia en elevación entre los recipientes de succión y de descarga) más una pérdida dinámica variable (fricción en las tuberías, intercambiadores de calor, etc.) que varía según el volumen de flujo. La curva A consiste en la curva B más la caída de presión en la válvula de control en la descarga de la bomba. Un método aceptado para determinar el tamaño de esas válvulas es hacer que la caída de presión en la válvula sea igual a la suma de todas las otras caídas dinámicas de presión en todo el sistema. Por tanto, un margen de seguridad de 50% y un criterio muy conservador para determinar el tamaño de la válvula daría por resultado la especificación de una bomba con motor de 30 hp que sólo utilizaría 20.7 hp con el flujo normal. La pérdida dinámica en la válvula de control se vuelve más de cinco veces mayor que todas las otras pérdidas dinámicas con ese flujo.

La curva II de la figura 4, por contraste, indica que si se utiliza un margen de seguridad de 25% se puede emplear una bomba de 20 hp con carga más baja, aunque se aplique el mismo criterio conservador para el tamaño de la válvula de control. Además, si se hace que

la caída de presión en la válvula de control sea la mitad de todas las demás pérdidas dinámicas, se puede utilizar una bomba con una curva de carga y capacidad como la curva II. Esta bomba requiere un motor de 15 hp y sólo utiliza 12.8 hp con flujo normal.

En muchos sistemas de bombeo, la caída de presión en la tubería es la principal pérdida dinámica. Ya se ha visto que la caída de presión en las válvulas de control se predice con esas pérdidas dinámicas. Por ello, uno de los primeros análisis en la selección de la bomba es el equilibrio (balance) entre un bajo costo inicial de tubería pequeña en contra de un elevado costo de operación ocasionado por grandes pérdidas dinámicas. Después, el empleo de un margen de seguridad y criterios razona-

bles para el tamaño de la válvula de control pueden producir ahorros considerables de energía.

El autor



John A. Reynolds es ingeniero en el Chemical and Plastics Engineering, Department de Union Carbide Corp., South Charleston, WV 23303. Está a cargo de las especificaciones, procuración y consultas acerca de bombas y equipo relativo en las plantas. Tiene título de ingeniero mecánico de West Virginia University y ha participado en las evaluaciones mecánicas de maquinaria desde hace varios años y también lleva mucho tiempo como especialista en equipo de bombeo.

El gas inerte en el líquido perjudica el rendimiento

Se describe un método para evaluar los efectos del gas inerte disuelto en los requisitos de succión de las bombas centrífugas, a fin de obtener la capacidad deseada y minimizar o impedir los daños mecánicos.

W. Roy Penney, Monsanto Co.

Los requisitos de succión de las bombas centrífugas se determinan sobre la base de que la carga neta positiva de succión disponible calculada $(NPSH)_A$, de acuerdo con la ecuación (1) es mayor que la $NPSH$ experimental $(NPSH)_R$ requerida según las curvas de rendimiento de la bomba.

Hay dos métodos para calcular el efecto de los gases inertes disueltos sobre la $(NPSH)_A$:

Método 1: No se tienen en cuenta los gases disueltos y se utiliza la presión de vapor del líquido puro. -Este es el método de los libros de texto y se utiliza a menudo en la industria.

Método 2: El término de la presión de vapor en la ecuación (1) se considera como la presión a la cual el líquido se satura con cualquier gas inerte. Algunos diseñadores, en especial los contratistas de ingeniería, utilizan este procedimiento porque evita que se vaporice cualquier gas disuelto. En consecuencia, es muy conservador y a veces muy costoso.

Una bomba centrífuga soportará una cantidad razonable de gas inerte. En este artículo se tratará de establecer un método racional para diseño intermedio, entre los extremos de los dos métodos comunes. El método racional es:

1. Predecir la fracción por volumen de gas inerte vaporizado dentro de las regiones de mínima presión de la bomba como función del sistema y de los parámetros de funcionamiento.

2. Recomendar límites para la cantidad de gas inerte vaporizado instantáneamente que puede manejar una bomba sin una disminución importante en el rendimiento,

3. Establecer un método para diseño que mantenga la cantidad de gas inerte vaporizado dentro de límites aceptables.

Presión mínima dentro de la bomba

Con referencia a la figura 1, la $(NPSH)_A$ calculada se define como:

$$(NPSH)_A = \pi_{hs} + H - h_f - P_2^* \quad (1)$$

Para evitar la cavitación en la bomba, la presión mínima segura (en las regiones de mínima presión de la bomba) debe ser igual a la presión de vapor P_2^* de la ecuación (1), en donde $(NPSH)_A$ es igual a $(NPSH)_R$. Por ello, es razonable suponer que

$$\pi_m = P_2^* \quad (2)$$

$$\text{cuando} \quad (NPSH)_A = (NPSH)_R \quad (3)$$

Al sustituir las ecuaciones (2) y (3) en la ecuación (1) se obtiene una presión mínima calculada, segura y adecuada para diseño

$$\pi_m = \pi_{hs} - (NPSH)_R + H - h, \quad (4)$$

Fracción por volumen de gas vaporizado

Si se considera la exactitud general de los métodos expuestos, es razonable hacer las siguientes suposiciones:

1. Se aplica la ley de los gases perfectos.

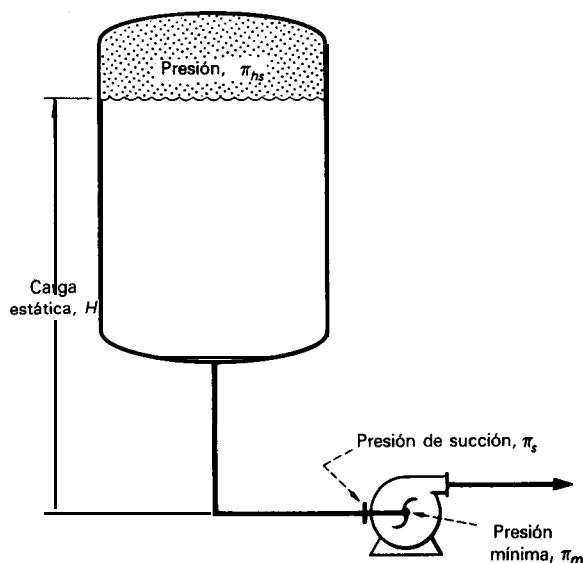


Fig. 1 Relaciones hidráulicas para el sistema de bombeo

2. Se aplica la ley de Raoult para todos los componentes en la fase líquida, excepto los gases inertes:

$$P_i = P_i^* x_i \quad (5)$$

3. Se aplica la ley de Dalton:

$$y_i = P_i / \pi \quad (6)$$

4. Se aplica la ley de Henry para el gas inerte disuelto en el líquido.

$$P_i = H^* x_i \quad (7)$$

5. Condiciones isotérmicas.

Para gases altamente no ideales, con los cuales se podrían cometer serios errores con el empleo de estas suposiciones, se puede hacer el análisis con equilibrios entre vapor y líquido más exactos.

En este caso, sólo se tendrán en consideración dos componentes: un gas inerte (componente 1) en un líquido puro (componente 2). El caso de los componentes múltiples es una ampliación del binario.

Para iniciar el análisis, supóngase que se conoce la fracción por peso del gas disuelto que entra al tubo de succión de la bomba. La presión de saturación, que corresponde a esta condición de saturación es la presión de referencia, π^0 . La presión parcial del gas inerte en la condición de referencia es

$$P_1^0 = \pi^0 - P_2^* \quad (8)$$

La fracción por peso del gas disuelto a cualquier otra presión parcial es:

$$W_1 = W_1^0 (P_1 / P_1^0) \quad (9)$$

Notación

h_f	Pérdida por fricción en la tubería de entrada a la bomba, ft-lb _f /lb _m	V_L	Definido por la ecuación (14)
H	Carga estática del líquido desde su superficie libre hasta la línea de centros de la succión de la bomba, ft-lb, /lb _m	V_T	Fracción por peso del gas inerte disuelto a la presión π^0
H^*	Constante de la ley de Henry, ecuación (7) $[\alpha / (1 - \alpha)] / [W_1^0 \rho_L / \rho_{1G}^0]$	W_1^0	Fracción por peso del gas inerte disuelto a la presión π
N_a	Carga neta positiva de succión, ft-lb _f /lb _m	W_1	Fracción molar del componente i en la fase líquida
$(NPSH)$	Carga neta positiva de succión disponible calculada, ft-lb _f /lb _m	x_i	Fracción molar del componente i en la fase vapor
$(NPSH)_A$	Carga neta positiva de succión experimental derivada de la curva de rendimiento de la bomba, ft-lb, /lb _m	y_i	Fracción por peso del gas inerte vaporizado instantáneamente a la presión π
$(NPSH)_R$	Presión parcial del componente i a la presión π , ft-lb, /lb _m o atm.	Z_1	Fracción por volumen del gas vaporizado instantáneamente cuando se reduce la presión sobre un líquido saturado con gas inerte disuelto
P_i	Presión parcial del componente 1 a la presión π , ft-lb, /lb _m o atm.	a	Presión, ft-lb _f /lb _m o atm.
P_1	Presión parcial del componente 1 a la presión π^0 , ft-lb, /lb _m o atm.	π	Presión a la cual se satura el líquido con el gas inerte (se emplea como presión de referencia), ft-lb _f /lb _m o atm.
P_1^0	Presión de vapor del componente i y del componente líquido, respectivamente, ft-lb _f /lb _m o atm.	π^0	Presión en el espacio libre del depósito de succión, ft-lb _f /lb _m o atm.
P_i^*, P_2^*	Relación entre el volumen ocupado por el gas inerte vaporizado instantáneamente y el volumen del líquido.	π_{hs}	Presión mínima en las regiones de mínima presión de la bomba, calculada a partir de la $(NPSH)_R$ medida, ft-lb _f /lb _m o atm.
V_{1G}	Relación entre el volumen ocupado por el líquido vaporizado y el volumen de líquido	π_m	Presión en la brida de succión de la bomba, ft-lb _f /lb _m o atm.
V_{2G}	Relación entre el volumen del líquido después de la vaporización instantánea y antes de esa vaporización (se supone $\cong 1$)	π_i	
		ρ_L	Densidad del líquido, lb _m /ft ³
		ρ_{1G}^0	Densidad del gas inerte a la presión de referencia, π^0 , y la temperatura de funcionamiento, lb _m /ft ³

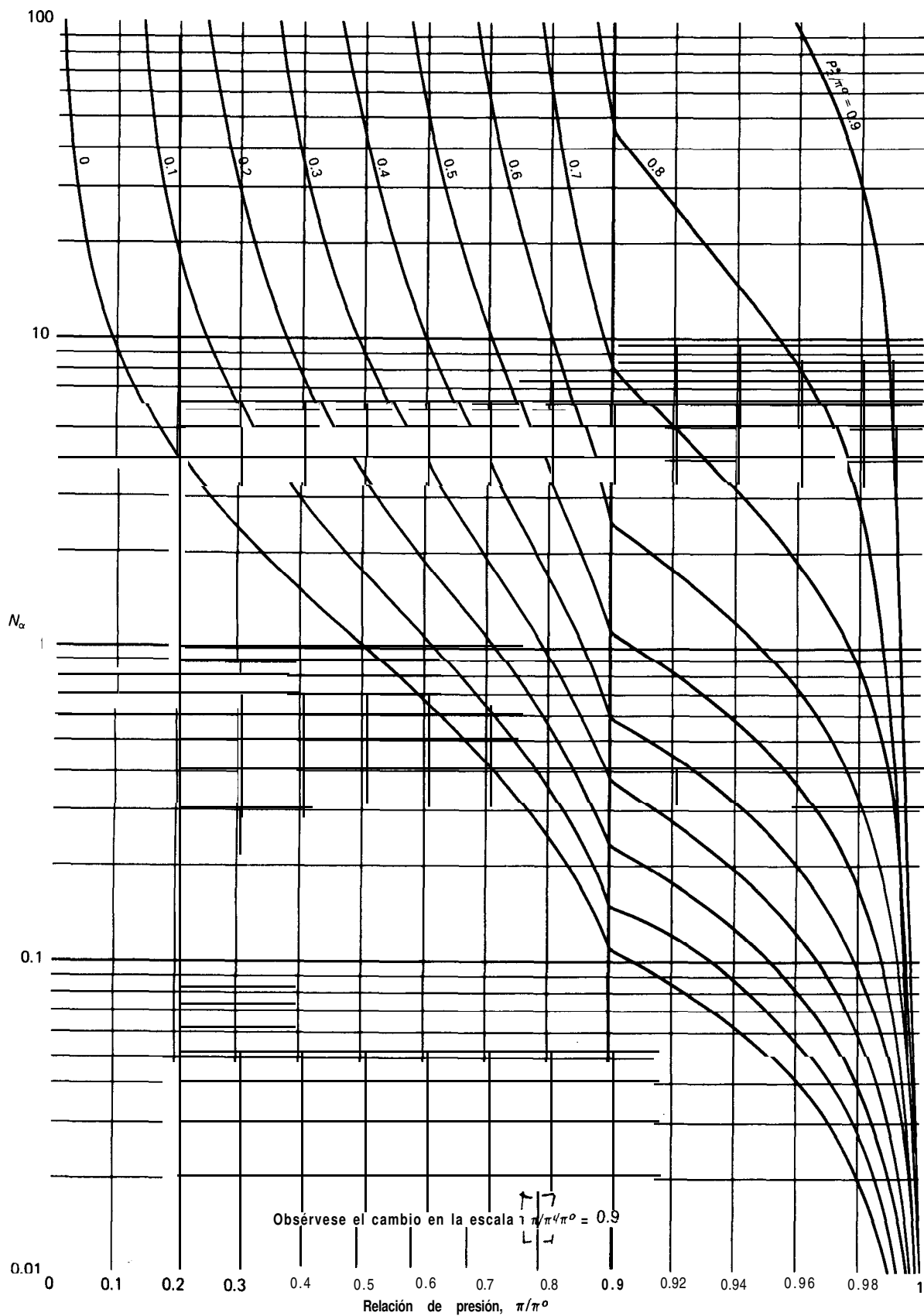


Fig. 2 Fracción por volumen de vapor en un líquido que contiene un gas inerte disuelto

La fracción por peso del gas vaporizado instantáneamente a la P , es:

$$Z_1 = W_1^o - W_1 = W_1^o [1 - (P_1/P_1^o)] \quad (10)$$

La relación entre el volumen ocupado por el gas inerte vaporizado y el volumen del líquido es:

$$V_{1G} = Z_1(\rho_L/\rho_{1G}) \quad (11)$$

En la ecuación (11) se supone que el volumen de líquido no tiene una reducción importante cuando se vaporiza el gas inerte.

Se supone que la densidad del líquido es constante. La densidad del gas inerte se puede expresar en términos de la condición de referencia:

$$\rho_{1G} = \rho_{1G}^o (P_1/\pi^o) \quad (12)$$

Dado que la fase gaseosa estará saturada con el líquido vaporizado, la fracción por volumen de la fase gaseosa que ocupa el líquido vaporizado se expresa con

$$V_{2G}/(V_{1G} + V_{2G}) = y_2 = P_2^*/\pi \quad (13)$$

El volumen total ocupado por el líquido, el gas inerte y el líquido vaporizado en relación con el líquido original es:

$$V_T = V_{1G} + V_{2G} + V_L \approx V_{1G} + V_{2G} + 1 \quad (14)$$

Las ecuaciones (8) a (14) se pueden resolver para la fracción por volumen, α , de la fase gaseosa cuando se reduce la presión π , a partir de la presión de referencia π^o . Después de hacer las sustituciones y rearrreglos se encuentra que la fracción por volumen α , es:

$$\alpha = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{\pi^o} - \frac{P_2^*}{\pi^o}\right)^2 \left(1 - \frac{P_2^*}{\pi^o}\right) + 1} \quad (15)$$

$$\left(\frac{W_1^o \rho_L}{\rho_{1G}^o}\right) \left(\frac{\pi}{\pi^o}\right) \left(1 - \frac{\pi}{\pi^o}\right)$$

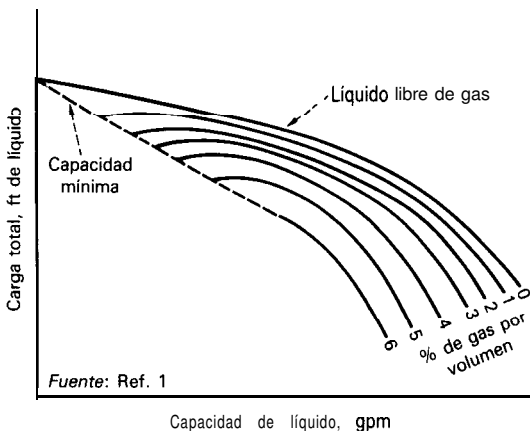


Fig. 3 Efecto del gas arrastrado en el rendimiento de las bombas centrífugas

Como opción, se puede expresar la ecuación (15) en términos de N_α .

$$N_\alpha = \frac{(\pi/\pi^o)[1 - (\pi/\pi^o)]}{[(\pi/\pi^o) - (P_2^*/\pi^o)]^2 [1 - (P_2^*/\pi^o)]} \quad (16)$$

La ecuación (16) está trazada paramétricamente en la figura 2, lo cual es muy conveniente para el diseño.

Efecto del gas arrastrado

Se ha informado^{1,2} del efecto de los gases arrastrados en el comportamiento de la bomba centrífuga y se ilustra en la figura 3 en relación con la capacidad y la carga. La cantidad máxima de gas inerte debe ser de 3% por volumen.

Los gases disueltos no se vaporizan en forma instantánea de la solución y su fracción por volumen no es uniforme en toda la bomba. El 3% por volumen recomendado es para una fracción constante de gas inerte que entre y salga de la bomba. Por ello, el 3% por volumen como máximo para el gas disuelto vaporizado "instantáneamente" debe ser más conservador que el 3% por volumen para gas arrastrado.

Cálculos para el gas disuelto vaporizado instantáneamente

Aunque un máximo de 3 % por volumen de gas vaporizado no perjudicará inicialmente el rendimiento de la bomba, pueden ocurrir daños mecánicos graduales. Esto, en un momento dado, producirá un serio efecto en el rendimiento hidráulico.

Ejemplo 1: Bomba para torre de enfriamiento. La bomba del sistema maneja agua a 80°F que está saturada con aire. Otros datos pertinentes son:

Flujo, gpm	25 000
π_s , in Hg	28.5
π_s , ft-lb _f /lb _m	32.2
$(NPSH)_R$, ft-lb _f /lb _m	22.0
P_2^* , ft-lb _f /lb _m	0.8
$(NPSH)_A = \pi_s - P_2^*$, ft-lb _f /lb _m	31.4

Se debe tener en cuenta que π_s es la presión medida en la succión de la bomba y $(NPSH)_R$ se obtiene con las curvas de rendimiento de los fabricantes.

El rendimiento inicial de la bomba fue el esperado, pues $(NPSH)_A$ es 43% mayor que $(NPSH)_R$. Sin embargo, la bomba produjo el ruido como de arrastre de grava, típico de la cavitación. Ocurrieron daños mecánicos en los impulsores y su duración fue de sólo alrededor de dos años.

Cuando no hay gas disuelto, la $(NPSH)_A$ parece ser muy adecuada. Ahora se determinará la fracción máxima por volumen de gas vaporizado instantáneamente que puede haber en las regiones de presión más baja de la bomba.

Para calcular la fracción por volumen, α , se utilizará la ecuación (15). En la figura 4 se encuentra la solubili-

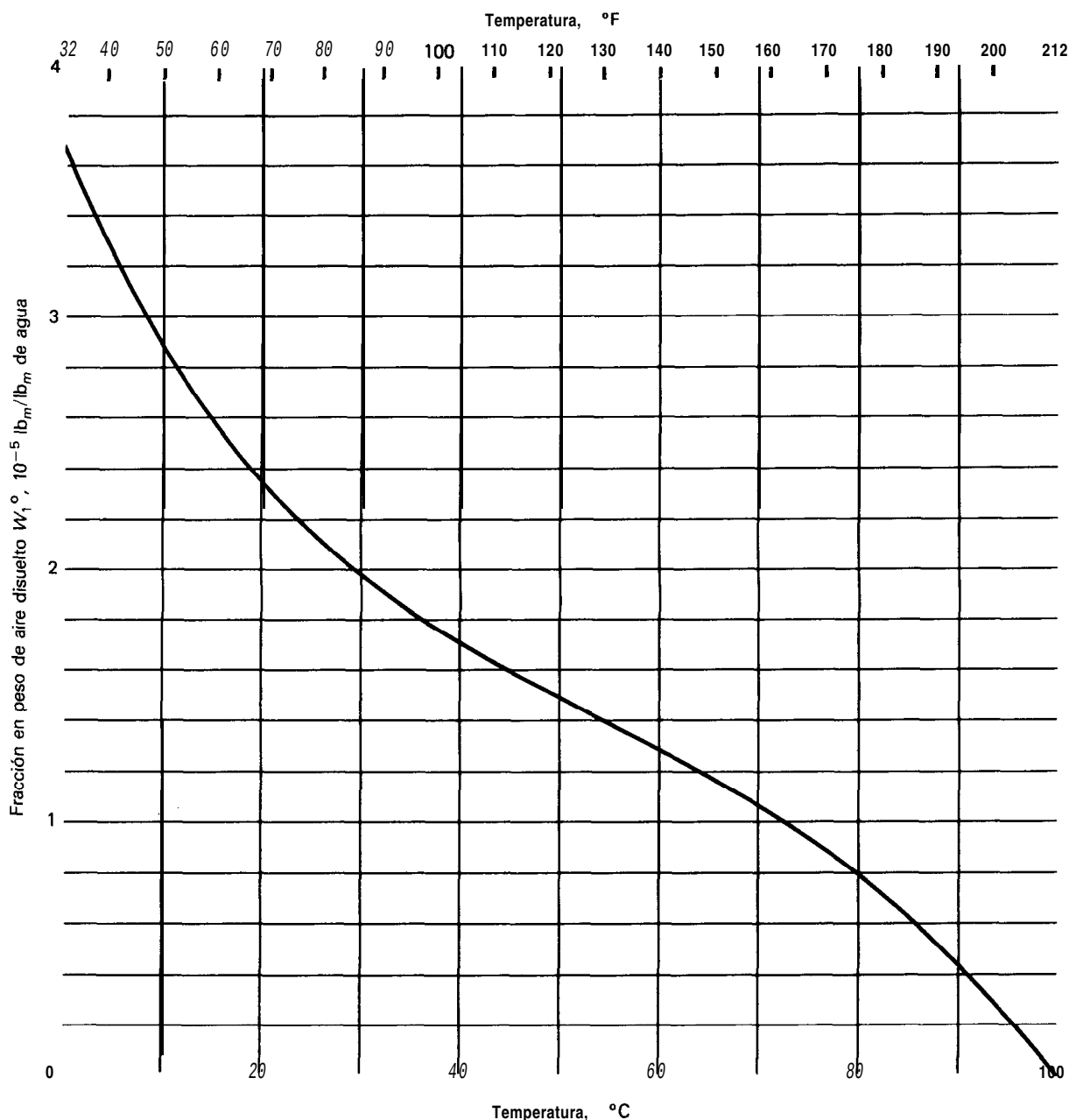


Fig. 4 Solubilidad del aire en el agua a una presión total de 1 atmósfera

dad del aire en agua a una presión total de 1 atm y a diversas temperaturas. Después, se evalúa como sigue:

$$P_2^* = 0.023 \text{ atm}$$

$$\pi^0 = 1 \text{ atm}$$

$$P_2^*/\pi^0 = 0.023$$

$$\pi = \pi_m = [\pi_s - (NPSH)_R], 0$$

$$\pi = 0.93 - 0.65 = 0.28 \text{ atm}$$

$$\pi/\pi^0 = 0.28$$

$$W_1^0 = 0.00002$$

$$\rho_L = 61.2 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$$

$$\rho_{1G}^0 = 0.072 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$$

$$(W_1^0 \rho_L / \rho_G^0) = 0.018$$

Al sustituir los diversos términos en la ecuación (15) se encuentra que $\alpha = 0.053$, o 5.3 %.

Es muy posible que el aire disuelto, que se vaporizó instantáneamente en la bomba, haya ocasionado los daños mecánicos. No se conoce la cantidad de vaporización instantánea que se pudo permitir sin que hubiera daño mecánico importante. El 3% por volumen recomendado es un máximo razonable para diseño. Habría que aumentar la presión de succión de estas bombas alrededor de 3.5 ft de líquido para reducir α de 5 % a 3 %. No se sabe cuánto se podría haber disminuido el daño mecánico porque no se puede predecir. Para tener la seguridad absoluta de que no ocurrirán daños, se debe diseñar la bomba para cero vaporización instantánea de gas inerte.

Ejemplo 2. Bomba para proceso. El sistema de bombeo (Fig. 5) maneja un hidrocarburo clorado líquido con den-

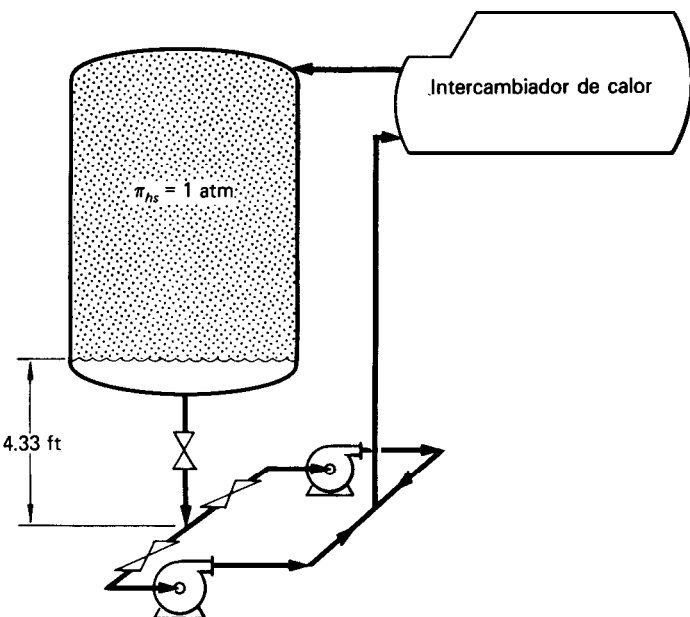


Fig. 5 Sistema de bombeo para el ejemplo 2

sidad de 1.3 g/cm^3 y viscosidad de 10 cp . La cantidad de gas inerte (HCl) disuelto se midió a la presión atmosférica y fue de 0.5% por peso. La presión de vapor del componente líquido es casi de cero, es decir $P_2^* \cong 0$.

Las bombas son Durco, tipo AVS, tamaño $4 \times 3 - 10$ y sus curvas de rendimiento aparecen en la figura 6. El tubo de succión es cédula 40, de 4 in con longitud total de 10 ft . Se utilizan válvulas de compuerta en el tubo de succión. En la figura 5 aparecen otros datos pertinentes.

El diseño original de este sistema fue para 350 gpm , que producían una velocidad de 9 ft/s en el tubo de succión de 4 in . En la figura 6 se ve que la $(NPSH)_R$ es de $3.8 \text{ ft-lb}_f/\text{lb}_m$ para el impulsor de 8.5 in a un flujo de 350 gpm . La pérdida por fricción en la tubería de succión,

h_s , se calculó como igual a $3.9 \text{ ft-lb}_f/\text{lb}_m$. Al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (4) se obtiene π_m , como:

$$\pi_m = 24.2 - 3.8 + 4.33 - 3.9 = 20.8$$

Para calcular α , se entra a la figura 2 en $\pi/\pi^0 = 20.8/24.2 = 0.86$ y en el parámetro para $P_2^*/\pi^0 = 0$ se obtiene $N_\alpha = 0.165$.

Por definición:

$$N_\alpha = \frac{\alpha/(1 - \alpha)}{W_1^0 \rho_L / \rho_{10}^0}$$

Al sustituir los valores correspondientes en el denominador se obtiene:

$$\frac{W_1^0 \rho_L}{P_0} = \frac{0.005(87)}{0.096} = 4.5$$

Dado que $N_\alpha = 0.165$ para este problema:

$$\alpha/(1 - \alpha) = 0.165(4.5) = 0.75$$

$$\alpha = 0.75/1.75 = 0.4, \text{ o } 40\%$$

Este valor de α es muy alto. Cabe esperar que el rendimiento de la bomba se altere seriamente con esta cantidad de gas en la región de mínima presión en la bomba.

Ahora, se calculará la π_m necesaria para producir 3% por volumen de gas en la región de mínima presión. Con $\alpha = 0.03$:

$$N_\alpha = 0.03/(0.97 \times 4.5) = 0.007$$

De acuerdo con la figura 2, se obtiene $\pi/\pi^0 = 0.992$. En la práctica, se debe diseñar para que π_m no sea menor de π^0 . Para lograrlo sin disminuir el flujo, se habría necesitado aumentar el nivel del líquido en el recipiente

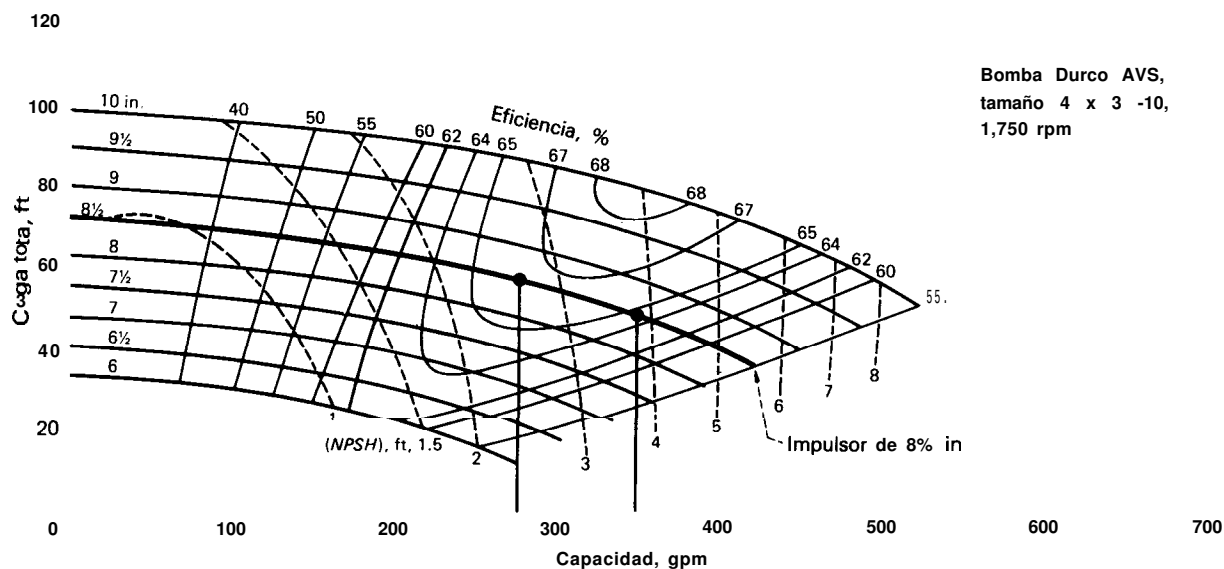


Fig. 6 Curvas de rendimiento de la bomba del ejemplo 2

en 3.4 ft, es decir $24.2 - 20.8$. No se podía aumentar el nivel del líquido, por lo cual se diseñó el sistema de bombeo con la mínima $H = 5.33$ ft y un flujo máximo de 275 gpm. Con este flujo, π_m es de 24.9 ft-lb_f/lb_m. Por tanto, la presión mínima en la bomba excederá la presión de saturación en alrededor de un pie de líquido. Se espera tener rendimiento satisfactorio de esta bomba.

Este ejemplo ilustra los problemas que se encuentran al bombear líquidos que contienen gases inertes muy solubles. En esos sistemas, hay que medir la cantidad de gas disuelto o se debe aplicar un método conservador al no permitir que la $(NPSH)_A$ caiga a menos de la presión de saturación del gas inerte.

Métodos recomendados para el diseño

- Si los daños mecánicos pueden ser serios o se desconoce la solubilidad del gas inerte y se desea utilizar el método conservador, sustitúyase P_2^* por π^0 en la ecuación (1). Es decir, si no se permite que la presión en la región de mínima presión de la bomba sea menor que la presión de saturación del gas inerte, no habrá vaporización

- Calcúlese P_2/π^0 .
- Obténgase W_1^0 y calcúlese $W_1^0 \rho_L / \rho_{1G}$.
- Calcúlese N_α en $\alpha = 0.003$ (o para cualquier α que se considere adecuada), es decir 3 % por volumen máximo de gas vaporizado instantáneamente.
- Determínese π/π^0 con la figura 2 y calcúlese π .
- Selecciónese una bomba de modo que $(NPSH)_A$ según la ecuación (17) sea mayor que $(NPSH)_R$ de las curvas del fabricante.

Referencias

- Doolin, J. H., *Chem. Eng.*, Jan. 7, 1963, p. 103.
- Stecanoff, A. J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps," 2nd ed., p. 230, Wiley, New York, 1957.

El autor



W. Roy Penney es gerente de ingeniería en el Corporate Engineering Dept. de Monsanto Co., 800 N. 10th St., St. Louis, MO.

Consideración de los gases disueltos para el diseño de la bomba

Cuando el líquido que se bombea no contiene gases disueltos, el cálculo de la carga neta positiva de succión es muy sencillo. Pero, si hay gases presentes pueden surgir dificultades. Se presenta un método para utilizarlo en ese caso.

Mao J. Tsai, Techcon International, Inc

Para que una bomba funcione en forma satisfactoria, o sea sin cavitación, se requiere cierta carga neta positiva de succión $(NPSH)_R$. Se puede considerar como la carga mínima de líquido necesaria en la succión de la bomba para evitar la vaporización cuando funciona a un régimen dado. Los fabricantes la especifican con curvas de rendimiento que relacionan la $(NPSH)_R$ con la capacidad y velocidad de la bomba.

Para diseñar un sistema de bombeo y seleccionar una bomba, el ingeniero debe determinar la $(NPSH)_A$ o sea la $NPSH$ disponible. Considérese un sistema típico (Fig. 1). La $(NPSH)_A$ se puede calcular como sigue:

$$(NPSH)_A = (P_o - P_v) + H - L \quad (1)$$

en donde P_v es la presión de vapor del líquido. La presión del líquido en la sección de la bomba, P_s se expresa con

$$P_s = P_o + H - L \quad (2)$$

Al combinar las ecuaciones (1) y (2):

$$P_s = (NPSH)_A + P_v \quad (3)$$

la cual, cuando $(NPSH)_A$ es igual a $(NPSH)_R$, se puede escribir como:

$$(NPSH)_R = P_s - P_v \quad (4)$$

El líquido empezará a vaporizar instantáneamente cuando la presión en el ojo de la bomba, en donde la presión llega a su mínimo, P_E , sea igual a la presión de va-

por, P_v , del líquido. En funcionamiento real, una bomba puede soportar una cantidad mínima de vaporización instantánea sin efectos dañinos importantes; de modo que, cuando $(NPSH)_A = (NPSH)_R$:

$$P_E \simeq P_v \quad (5)$$

Bajo estas condiciones, al combinar la ecuación (4) y la (5) se producirá:

$$(NPSH)_A = (NPSH)_R \simeq P_s - P_E \quad (6)$$

Por tanto, $(NPSH)_R$ es más o menos igual a la caída de presión desde la succión hasta el ojo de la bomba.

La ecuación (5) se puede reescribir como:

$$P_E = P_v + \delta \quad (7)$$

en donde δ es un número positivo pequeño. Al combinar las ecuaciones (4) y (7) se tiene como resultado:

$$(NPSH)_R = P_s - P_E + \delta \quad (8)$$

La ecuación (8) indica que se puede esperar que la $(NPSH)_R$ especificada por el fabricante sea un poco mayor que la caída de presión desde la succión hasta el ojo de la bomba. Esto se debe a que $(NPSH)_R$ incluye un factor de seguridad representado por δ .

Por ello, si se utiliza la ecuación (6) para calcular la presión en el ojo de la bomba, el resultado siempre será conservador.

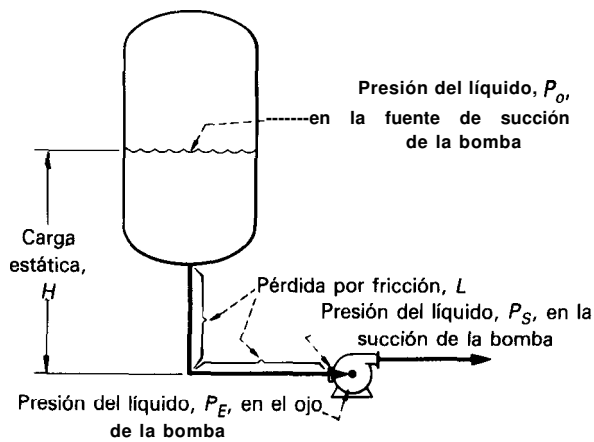


Fig. 1 Disposición de un sistema típico de bombeo

Como opción, al combinar las ecuaciones (3) y (6) se tiene:

$$P_E \simeq (NPSH)_A - (NPSH)_R + P_V \quad (9)$$

La ecuación (7) se puede reescribir como:

$$P_E - P_V > 0 \quad (10)$$

Al combinar las ecuaciones (9) y (10) se tiene:

$$(NPSH)_A - (NPSH)_R > 0 \quad (11)$$

que muestra que $(NPSH)_A$ debe ser mayor que $(NPSH)_R$ para que la bomba funcione con seguridad y exenta de vaporización instantánea de líquido.

Efecto del gas disuelto

Hay que modificar el análisis antes expuesto cuando el líquido está saturado con un gas a la presión P_o en la fuente de succión.

El gas disuelto empezará a desabsorberse si $P_E < P_o$. Entonces, para evitar daños ala bomba se requiere que:

$$P_E \geq P_o \quad (12)$$

Para satisfacer la ecuación (12), cuando $(NPSH)_A = (NPSH)_R$, se deriva la siguiente relación de la ecuación (9):

$$P_V \simeq P_o \quad (13)$$

y la ecuación (1) se convierte en

$$(NPSH)_A \simeq H - L \quad (14)$$

Es decir, para calcular $(NPSH)_A$ se puede utilizar la presión P_o en la fuente de succión como una medida de la presión de vapor del líquido. Esto evitará que cualquier gas disuelto se desabsorba, lo cual a veces hace que se seleccione una bomba muy costosa sin necesidad.

Notación

a	Fracción por volumen de gas vaporizado instantáneamente cuando se reduce la presión sobre un líquido saturado con gas disuelto	P_E	Presión del líquido en el ojo de la bomba, psi
d_{G_o}	Densidad del gas disuelto a la presión P_o , lb/ft ³	P_o	Presión del líquido en la fuente de succión de la bomba, psi
d_L	Densidad relativa del líquido, lb/ft ³	P_R	Presión reducida
GVP	Porcentaje por volumen de gas disuelto en una mezcla hipotética de gas y líquido	P_s	Presión del líquido en la succión de la bomba, psi
GVP_M	Valor máximo de GVP , calculado a $P = P_o$, expresado como porcentaje por volumen	P_V	Presión de vapor del líquido, psi
GVP_o	Porcentaje por volumen de gas disuelto en una mezcla hipotética de líquido y gas a la presión P_o .	P_{VA}	Presión artificial de vapor del líquido, psi
H	Carga estática de la fuente de succión de la bomba por arriba de la succión de la bomba, psi	R	Constante de los gases ideales, 10.73 psi-ft ³ /°R
H'	Carga estática de la fuente de succión de la bomba por arriba de la succión de la bomba, ft equivalentes de líquido	T_C	Temperatura crítica, °C
L	Pérdida por fricción en el tubo de entrada a la succión de la bomba, psi	T_o	Temperatura en la fuente de succión de la bomba,
MW	Peso molecular, lb/lb-mol	T_R	Temperatura reducida
MW_A	Peso molecular promedio, lb/lb-mol	v_G	Volumen específico del gas disuelto, ft ³ por peso unitario del líquido en que está disuelto el gas
$NPSH$	Carga neta positiva de succión, psi	v_{GM}	Valor máximo para v_G calculado a $P = P_V$, ft ³ por peso unitario del líquido en que está disuelto el gas
$(NPSH)_A$	Carga neta positiva de succión disponible, psi	v_{Go}	Volumen específico del gas disuelto a las condiciones de la fuente de succión de la bomba, ft ³ por peso unitario del líquido en que está disuelto el gas.
$(NPSH)_R$	Carga neta positiva de succión requerida, psi, para el funcionamiento correcto de la bomba	v_L	Volumen específico del líquido en que está disuelto el gas, ft ³ por peso unitario del líquido
P	Presión, psi	W_o	Fracción de masa del gas disuelto a la presión P_o
P_C	Presión crítica, psi	Z	Factor de compresibilidad
			Factor de seguridad implícito en $(NPSH)_R$; número positivo pequeño.

El empleo de este método muy conservador sólo se justifica cuando la presión parcial del gas inerte es insignificante, de menos de alrededor de 10% de la presión total.

En otros casos, se debe aplicar un procedimiento más riguroso, como el siguiente.

Primero, se calcula la cantidad de gas disuelto en el líquido en las condiciones en la fuente de bombeo (temperatura T_o y presión P_o) y se expresa como fracción por peso, W_o , o el porcentaje **GVP** (Gas Volume Percentage) por volumen de gas en una mezcla hipotética de gas y líquido. El volumen específico de esta mezcla es la suma del volumen específico v_L del líquido y el volumen v_G de gas asociado que se calcula para el gas disuelto en ese volumen específico de líquido a una presión dada y a la misma temperatura que la del líquido.

Con la definición anterior, la cantidad de gases disueltos se puede expresar como:

$$GVP = v_G / (v_L + v_G) \times 100\% \quad (15)$$

y como

$$v_G = (W_o / MW) (ZRT_o / P) \quad (16)$$

El volumen v_G del gas asociado se basa en un peso unitario del líquido en el cual está disuelto el gas y se denominará volumen específico del gas disuelto.

Por lo general, en una bomba se pueden tolerar alrededor de 2 a 3 % de gas vaporizado instantáneamente en el ojo de la bomba sin que haya problemas mecánicos serios como cavitación, que es la formación y colapso de burbujas de vapor.^{1,2} Por ello, se tomará el valor medio de 2.5 % para la cantidad segura y permisible de gas vaporizado en el ojo de la bomba. Se podría utilizar 2% para ser más conservador. Esto permite establecer un "nivel de significación", por abajo del cual se puede pasar por alto el gas disuelto.

Cuando se reduce la presión, aumenta el volumen del gas. Sin embargo, la presión nunca debe caer por debajo de la presión de vapor del líquido en cualquier aplicación de una bomba. Entonces, el volumen máximo de gas disuelto que se debe controlar en el ojo de la bomba, se calcula al hacer $P = P_v$ en la ecuación (16). El porcentaje correspondiente por volumen, calculado con la ecuación (15) se denotará GVP_M .

Si GVP_M es menor de 2.5% entonces la cantidad de gas disuelto no es importante y no hay que hacer caso de ella. Entonces, se debe utilizar la presión de vapor del líquido en la ecuación (1) para calcular $(NPSH)_A$.

Manejo de cantidades importantes de gas

Si, por otra parte, GVP_M es mayor de 2.5%, se debe calcular una presión de vapor, P_{VA} , "artificial" de modo que cuando $P_E = P_{VA}$, la cantidad de gas vaporizado instantáneamente en el ojo de la bomba sea 2.5% de la mezcla de gas y líquido. Esta presión artificial de vapor, en vez de la presión real de vapor P_v del líquido se convierte en el criterio decisivo para determinar los requisitos de presión en el ojo de la bomba.

Si se utiliza P_{VA} en vez de P_v , la ecuación (1) se convierte en:

$$(NPSH)_A = (P_v - P_{VA}) + H - L \quad (17)$$

y la ecuación (9) se convierte en:

$$P_E \simeq (NPSH)_A - (NPSH)_R + P_{VA} \quad (18)$$

Por ello, cuando se utiliza P_{VA} para calcular $(NPSH)_A$ y $(NPSH)_A$ es mayor que $(NPSH)_R$ se puede tener la certeza de que P_E es mayor que P_{VA} que no más del 2.5 % de la mezcla de gas y líquido en el ojo de la bomba será gas vaporizado instantáneamente.

Se puede utilizar un método descrito por W.R. Penney³ para estimar P_{VA} . Esto supone que el gas inerte sigue la ley de los gases ideales, la ley de Dalton y la ley de Henry y que se aplica la ley de Raoult para todos los componentes en el líquido, excepto el gas inerte. La fracción por volumen, a , del gas vaporizado instantáneamente, en la mezcla de gas y líquido, cuando la presión P_v en la fuente de succión se reduce a P , se expresa con:

$$a = 1 / \left[\frac{\left(\frac{P}{P_o} - \frac{P_v}{P_o} \right)^2 \left(1 - \frac{P_v}{P_o} \right)}{\left(\frac{W_o d_L}{d_{Go}} \right) \left(\frac{P}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P}{P_o} \right)} + 1 \right] \quad (19)$$

Por definición:

$$d_L = 1 / v_L \quad (20)$$

Dado que v_{Go} , el volumen específico del gas a las condiciones en la fuente de succión de la bomba, según se define con la ecuación (16), y W_o están basados en una unidad por peso del líquido,

$$d_{Go} = W_o / v_{Go} \quad (21)$$

Al sustituir las ecuaciones (20) y (21), la ecuación (19) se convierte en:

$$a = 1 / \left[\frac{\left(\frac{P}{P_o} - \frac{P_v}{P_o} \right)^2 \left(1 - \frac{P_v}{P_o} \right)}{\left(\frac{v_{Go}}{v_L} \right) \left(\frac{P}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P}{P_o} \right)} + 1 \right] \quad (22)$$

Se debe tener en cuenta que v_{Go} está basado en un peso unitario del líquido en que está disuelto el gas y no es el volumen específico que se utiliza en general en otros cálculos.

La ecuación (22) está implícita en la presión P , por lo cual es necesario el método de tanteo para determinar la presión de líquido correspondiente a una fracción dada por volumen del gas vaporizado instantáneamente. Se puede hacer una gráfica de a contra P y la presión a la cual $a = 0.025$ se utiliza como la presión artificial de vapor, P_{VA} .

Ejemplo 1

Una bomba recibe agua desde una torre de enfriamiento a 30°C y a presión atmosférica. Se puede suponer que la carga estática es de cero y que la pérdida por fricción en el tubo de succión es de 0.5 psi. ¿Cuál es la $(NPSH)_A$?

Se supone que el agua de enfriamiento está saturada con aire. Por ello, la cantidad de aire disuelto en el agua se debe calcular primero a fin de determinar la ecuación que se debe utilizar para al cálculo de $(NPSH)_A$.

De acuerdo con la referencia 4, la solubilidad del aire en agua a 30°C es de 15.64 cc/1 000 cc. (El volumen de aire se mide a las condiciones estándar de 0°C y presión atmosférica de 760 mm de Hg.) Al corregir para la temperatura del aire:

$$v_{G0} = \left(\frac{15.64 \text{ cc}}{1\,000 \text{ cc H}_2\text{O}} \right) \left(\frac{273 + 30}{273} \right)$$
$$= 17.36 \text{ cc/1\,000 cc H}_2\text{O}$$

De acuerdo con la ecuación (15):

$$GVP_o = \left(\frac{17.36}{17.36 + 1\,000} \right) \times 100\% = 1.71\%$$

La presión mínima aceptable en el ojo de la bomba es la presión de vapor del líquido, y de acuerdo con las tablas para vapor⁶, $P_v = 0.6153$ psi. El volumen máximo y el porcentaje por volumen correspondientes del gas que está presente a esta presión son:

$$v_{GM} = (17.36) \left(\frac{14.7}{0.6153} \right) = 415 \text{ cc/1\,000 cc H}_2\text{O}$$
$$GVP_M = \left(\frac{415}{415 + 1\,000} \right) \times 100\% = 29.3\%$$

Por ello, aunque el volumen de gas disuelto es pequeño a las condiciones de la fuente de succión de la bomba, se puede volver importante si la presión en el ojo de la bomba es mucho menor. Entonces, se debe utilizar una presión artificial de vapor para calcular $(NPSH)_A$.

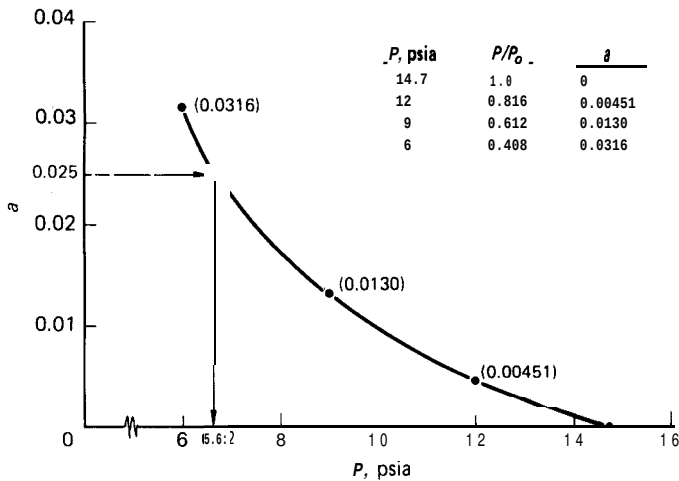


Fig. 2 Fracción por volumen de gas vaporizado instantáneamente como función de la presión del agua de enfriamiento, para el ejemplo 1

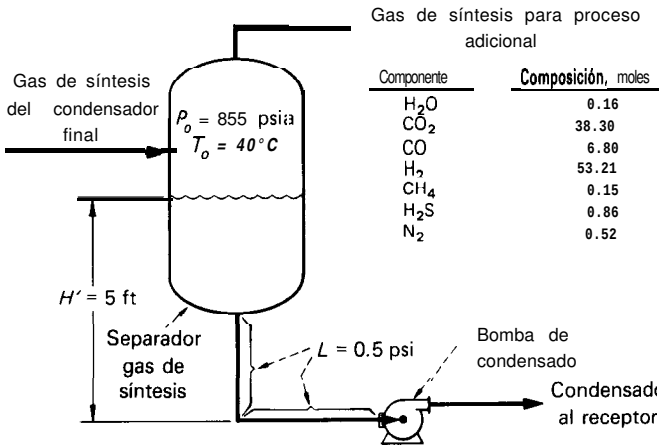


Fig. 3 Separador de gas de síntesis y sistema de bombeo de condensado, para el ejemplo 2

Tabla | Cantidad de gases disueltos y datos requeridos para los cálculos

Componente	Peso molecular*	Presión parcial, psia	Solubilidad, • t, lb/100 lb H ₂ O	-Cantidad de gases disueltos-	
				lb/100 lb H ₂ O	lb-mol/100 lb H ₂ O
CO ₂	44.011	327.47	0.0973	2.168	0.04925
CO	28.011	58.14	0.002075	0.00821	0.00029
H ₂	2.016	454.95	0.0001384	0.00428	0.00212
CH ₄	16.043	1.28	0.001586	0.00014	0.00001
H ₂ S	34.082	7.35	0.2361	0.118	0.00346
N ₂	28.016	4.45	0.001391	0.00042	0.000015
Total				2.29905	0.05515

* Fuente: Ref. 4
† Solubilidad a 40°C y presión parcial del gas de 1 atm

Se supone una presión P ($P \leq P_o$) y se calcula una cantidad correspondiente a de gas vaporizado instantáneamente con la ecuación (22). Esto se efectuó a diversas presiones y los resultados corresponden a la gráfica de la figura 2. La presión correspondiente a $a = 0.025$ (leída en la gráfica) es:

$$P_{VA} = 6.62 \text{ psia}$$

que se utilizará en lugar de la presión de vapor del líquido puro para calcular $(NPSH)_A$.

De acuerdo con la ecuación (17).

$$\begin{aligned}(NPSH)_A &= (14.7 - 6.62) + 0 - 0.5 \\ &= 7.58 \text{ psi} \\ &= 17.6 \text{ ft}\end{aligned}$$

Ejemplo 2

En la figura 3 se ilustra un separador de gas de síntesis que funciona a una presión de 855 psia y una temperatura de 40°C (104°F). ¿Cuál es la $(NPSH)_A$ para la bomba de condensado?

Primero, se debe calcular la cantidad de gases disueltos en el condensado que sale del separador y su peso molecular promedio (MW_A). Las presiones parciales de los gases se calculan en el supuesto de que son gases ideales y con la ley de Dalton. Con el empleo de las presiones parciales y la solubilidad y en el supuesto de que los gases siguen la ley de Henry, la cantidad de cada gas disuelto en el líquido se calcula como sigue:

$$\left(\frac{\text{lb gas disuelto}}{100 \text{ lb H}_2\text{O}} \right) = \left(\frac{\text{presión parcial}}{\text{del gas, atm}} \right) \times \left(\frac{\text{solubilidad del gas a 1 atm,}}{\text{lb/100 lb H}_2\text{O}} \right)$$

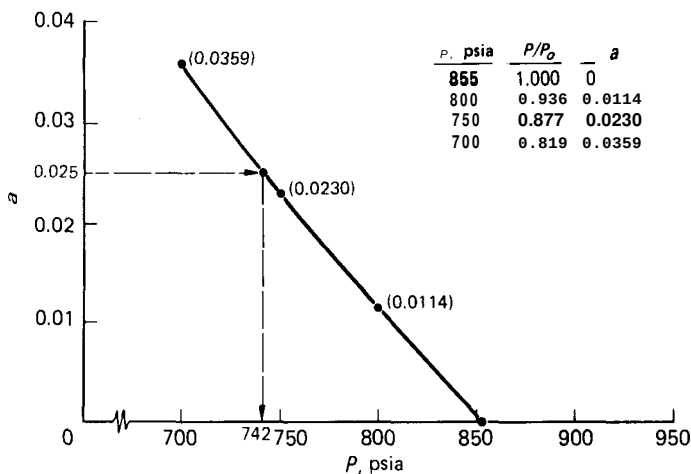


Fig. 4 Fracción por volumen de gas vaporizado instantáneamente como función de la presión del condensado, para el ejemplo 2

y con

$$\left(\frac{\text{lb-mol de gas disuelto}}{100 \text{ lb H}_2\text{O}} \right) = \left(\frac{\text{lb gas disuelto}}{100 \text{ lb H}_2\text{O}} \right) / MW$$

Los resultados de estos cálculos se resumen en la tabla 1. Por tanto, el peso molecular promedio de los gases es

$$MW_A = \frac{2.29905}{0.05515} = 4.169 \text{ lb/lb-mol}$$

Para estimar el factor de compresibilidad de los gases disueltos, se calculan la temperatura y presiones críticas promedio molares (Tabla II). Después la temperatura y presión reducidas se calculan como sigue:

$$T_R = \frac{T_o}{T_c} = \frac{(40 + 273)}{(23.95 + 273)} = 1.054$$

$$P_R = \frac{P_o}{P_c} = \frac{(855)}{(71.37)(14.7)} = 0.815$$

Si se emplean estos valores con el método de la Referencia 5, se estima que el factor de compresibilidad Z es de 0.71.

La fracción por peso de los gases disueltos es:

$$W_o = \frac{2.29905}{100 + 2.29905} = 0.02247$$

El volumen específico de los gases disueltos en estas condiciones se calcula con el empleo de la ecuación (16):

$$\begin{aligned}v_{Go} &= \frac{(0.02247)(0.71)(10.73)(460 + 104)}{(41.69)(855)} \\ &= 0.00271 \text{ ft}^3/\text{lb H}_2\text{O}\end{aligned}$$

El volumen específico del agua a 104°F es⁶:

$$v_L = 0.01614 \text{ ft}^3/\text{lb H}_2\text{O}$$

Entonces, la cantidad de gases disueltos en el líquido a las condiciones en la fuente de succión de la bomba se pueden calcular por medio de la ecuación (15) como sigue:

$$GVP = \frac{0.00271}{0.01614 + 0.00271} \times 100\% = 14.37\%$$

Tabla II Constantes críticas de gases disueltos

Componente	Temperatura crítica, °C	Presión crítica, atm
CO ₂	31	72.9
co	-140	34.5
H ₂	-239.9	12.8
CH ₄	-82.1	45.8
H ₂ S	100.4	88.9
N ₂	-147	33.5
Promedio molar	23.95	71.37

Fuente: Ref. 4, p. 1494

Debido a que la cantidad de gases disueltos es mayor de 2.5 %, la presión de vapor del líquido puro, que en este caso es de 1.07 psia, no se puede utilizar para el cálculo de $(NPSH)_A$.

Por otra parte, la presión parcial de los gases en realidad es importante, por lo cual no se justifica el empleo de la presión en la fuente de succión como presión de vapor.

Entonces, para calcular $(NPSH)_A$ se debe utilizar una presión artificial de vapor. Se aplicó el método de tanteo del ejemplo 1 a diversas presiones y los resultados aparecen en la gráfica de la figura 4. En la gráfica se ve que la presión a la cual $a = 0.025$ es de:

$$P_{VA} = 742 \text{ psia}$$

Esta es la presión artificial de vapor que se utilizará en la ecuación (17) para calcular $(NPSH)_A$.

Por definición:

$$H = \frac{H'}{144v_L}$$

por lo que en este caso:

$$H = \frac{5}{(144)(0.01614)} = 2.15 \text{ psi}$$

La pérdida de fricción en la tubería de entrada (Fig. 3) es

$$L = 0.5 \text{ psi}$$

Además, con el empleo de la presión artificial de vapor en lugar de la presión de vapor del líquido puro y al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (17):

$$\begin{aligned}(NPSH)_A &= (855 - 742) + 2.15 - 0.5 \\ &= 114.65 \text{ psi} \\ &= 266 \text{ ft}\end{aligned}$$

En perspectiva

Para comparación, se calculará $(NPSH)_A$ para el ejemplo 2 con el empleo de los otros valores posibles de la presión de vapor, como si su uso estuviera justificado.

Cuso 1: Con la ecuación (1) y la presión de vapor del líquido puro, $P_V = 1.07$ psi,

$$\begin{aligned}(NPSH)_A &= (855 - 1.07) + 2.15 - 0.5 \\ &= 855.58 \text{ psi} \\ &= 1988 \text{ ft}\end{aligned}$$

Cuso 2: Sea $P_V = P_{VA}$, es decir, con el empleo de la ecuación (14)

$$\begin{aligned}(NPSH)_A &= 2.15 - 0.5 \\ &= 1.65 \text{ psi} \\ &= 3.83 \text{ ft}\end{aligned}$$

Entonces, al emplear la presión de vapor real del líquido se tiene un resultado optimista; con el empleo de la presión en la fuente de succión de la bomba como medida de la presión de vapor, el resultado es conservador.

En este ejemplo, el resultado optimista del caso 1 quizá no originaría problemas en un diseño real, porque la $(NPSH)_A$ calculada de 266 ft es mucho más alta de la que requerirían normalmente la mayor parte de las bombas. Sin embargo, esto no será cierto cuando $(NPSH)_A$ es relativamente pequeña. En tales casos, la $(NPSH)_R$ puede ser menor que la $(NPSH)_A$ calculada con la ecuación (1) pero mayor que la calculada con la ecuación (17). El resultado sería vaporización instantánea excesiva de los gases disueltos que daría origen a problemas en el funcionamiento y daños en la bomba.

Por el contrario, el resultado conservador del caso 2 requeriría la compra de una bomba más grande y costosa con menor requisito de $NPSH$ o el aumento en la carga estática H , para aumentar la $(NPSH)_A$. Esto incluiría elevar la fuente de succión de la bomba y el recipiente, cosa que aumentaría el costo de la planta, pues se necesitarían más tubos y soportes.

Referencias

1. Doolin, J. H., Centrifugal Pumps and Entrained-Air Problems, *Chem. Eng.*, Jan. 7, 1963, p. 103.
2. Stepanoff, A. J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps," 2nd ed., p. 230, Wiley, New York, 1957.
3. Penney, W. R., Inert gas in liquid man pump performance, *Chem. Eng.*, July 3, 1978, p. 63.
4. Lange, N. A., "Handbook of Chemistry," 10th ed., McGraw-Hill, New York, 1961.
5. "Engineering Data Book," 9th ed., Gas Processors Suppliers Assn., Tulsa, Okla., 1981.
6. "Steam Tables," Combustion Engineering, Inc., New York, 1940.

El autor



Mao J. Tsai es Ingeniero Principal de Procesos en Enspar Engineering, Inc., P.O. Box 36255, Houston, TX 77036. Fue supervisor de ingeniería de procesos en Bechtel Group, Inc., y también trabajó en Davy McKee Corp y Ortloff Corp. Tiene licenciatura en ingeniería química de National Taiwan University y doctorado de Rice University. Es ingeniero profesional registrado en Texas, Florida y California y miembro de AIChE.

Estimación de costos de bombas centrífugas y motores eléctricos

Las correlaciones establecidas con computadora ofrecen costos estimados preliminares, para estudio ($\pm 30\%$), para bombas centrífugas, que incluyen la placa de base y el acoplamiento de la unidad motriz y de los motores adecuados.

Armando J. Corripio, *Louisiana State University*
Katherine S. Chrien, *J.S. Dweck, Consultant, Inc.*
Lawrence B. Evans, *Massachusetts Institute of Technology*

La correlación del costo de las bombas centrífugas con su tamaño o capacidad es difícil porque un fabricante puede tener una bomba en existencia, de tamaño y precio dados, y la puede adaptar para trabajar con una variedad de combinaciones de capacidad y carga producida*. De acuerdo con el ejemplo del programa FLOWTRAN de Monsanto Co., se puede evitar esa dificultad al correlacionar el costo de la bomba con el valor máximo del parámetro S de tamaño que puede manejar una bomba de un precio particular:

$$S = Q\sqrt{H} \quad (1)$$

En donde Q es la capacidad de diseño, gpm o m^3/s y H es la carga requerida en ft-lb/lb o en J/kg.

El costo de una bomba (C_p) que incluya la placa de base y el acoplamiento para la unidad motriz, pero no ésta, se calcula con:

$$C_p = C_B F_T F_M \quad (2)$$

Las correlaciones para el costo básico de la bomba (C_B) y los factores (F_T) del costo por tipo de diseño se presentan en la tabla I. Los factores para los materiales de construcción (F_M) aparecen en la tabla II. El costo

base es para una bomba de hierro fundido, de carcass partida verticalmente, de una etapa y 3 550 rpm; $F_T = 1.0$ y $F_M = 1.0$.

El programa ASPEN permite la estimación de seis tipos diferentes de bombas centrífugas, de una, dos y múltiples etapas, de 1 750 y 3 550 rpm, de carcass partida verticalmente (VSC) y partida horizontalmente (HSC). La capacidad, carga y límites de caballaje de cada tipo de bomba aparecen en la tabla III.

Tamaño y costo del motor eléctrico

Para determinar el costo de la unidad motriz de una bomba, se debe determinar el caballaje al freno requerido, el cual se calcula con una de las siguientes fórmulas

$$\text{En unidades inglesas: } P_B = \rho QH / (33\,000 \eta_P) \quad (3)$$

En donde P_B es caballaje al freno, ρ la densidad del líquido en lb/gal, Q flujo en gpm, H la carga producida en ft-lb/ft y η_P la eficiencia de la bomba, %

$$\text{En unidades del "SI": } P_B = \rho QH / \eta_P \quad (4)$$

Las correlaciones de costos son parte del ASPEN (siglas de Advanced System for Process Engineering o Sistema Avanzado para Ingeniería de Procesos), un programa simulado en computadora creado en el Massachusetts Institute of Technology, con el patrocinio conjunto del U.S. Department of Energy y la iniciativa privada para determinar la factibilidad técnica y económica de las conversiones de energía de fósiles y otros procesos químicos.

*La carga producida por una bomba es la energía por unidad de masa aplicada por el impulsor al fluido, en ft-lb/ft o J/kg, que es independiente de la densidad del fluido en una bomba dada. En el sistema métrico, la carga es numéricamente igual a la altura a la cual se eleva el líquido, si toda la energía estuviera en forma potencial; en el "SI" es la altura multiplicada por la aceleración de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$).

Tabla I Correlaciones del costo de las bombas centrífugas⁴

Unidades inglesas	Unidades en el "SI"
Costo base para bomba de hierro fundido, de una etapa, 3 550 rpm, VSC	Costo base para bomba de hierro fundido, de una etapa, 3 550 rpm, VSC
$C_B = \exp[8.3949 - 0.6019(\ln S) + 0.0519(\ln S)^2]$	$C_B = \exp[7.2234 + 0.3451(\ln S) + 0.0519(\ln S)^2]$
En donde: $S = Q\sqrt{H}$, en gpm y H en ft-lbf/lb (ft de carga).	En donde: $S = Q\sqrt{H}$, con Q en m ³ /s y H en J/kg o m ² /s ²
Factor de costo para el tipo de bomba	Factor de costo para el tipo de bomba
$F_T = \exp[b_1 + b_2(\ln S) + b_3(\ln S)^2]$	$F_T = \exp[b_1 + b_2(\ln S) + b_3(\ln S)^2]$
Tipo	Tipo
Una etapa, 1 750 rpm, VSC	Una etapa, 1 750 rpm, VSC
Una etapa, 3 550 rpm, HSC	Una etapa, 3 550 rpm, HSC
Una etapa, 1 750 rpm, HSC	Una etapa, 1 750 rpm, HSC
Dos etapas, 3 550 rpm, HSC	Dos etapas, 3 550 rpm, HSC
Etapas múltiples, 3 550 rpm, HSC	Etapas múltiples, 3 550 rpm, HSC
b_1	b_1
b_2	b_2
b_3	b_3
Una etapa, 1 750 rpm, VSC	0.3740
Una etapa, 3 550 rpm, HSC	0.1851
Una etapa, 1 750 rpm, HSC	0.0771
Dos etapas, 3 550 rpm, HSC	0.4612
Etapas múltiples, 3 550 rpm, HSC	-0.1872
	-0.0253
	0.7147
	-0.0510
	0.0102
	0.7445
	-0.0167
	0.1542
	2.0798
	-0.0946
	0.0834

En donde P_h es la potencia al freno en watts, ρ la densidad del líquido en kg/m³, Q el flujo en m³/s, H la carga producida en J/kg y η_p la eficiencia de la bomba, %

La correlación de eficiencia de la bomba se tomó del subprograma FLOWTRAN de Monsanto Co., para el costeo de bombas.

Para Q en gpm:

$$\eta_p = -0.316 + 0.24015(\ln Q) - 0.01199(\ln Q)^2 \quad (5)$$

En la ecuación (5) límite inferior = 19 gpm y límite superior = 5 000 gpm.

Para Q en m³/s:

$$\eta_p = 0.885 + 0.00824(\ln Q) - 0.01199(\ln Q)^2 \quad (6)$$

En la ecuación (6), límite inferior = 0.0012 m³/s y límite superior = 0.320 m³/s.

Se necesita el valor del caballaje al freno requerido a fin de determinar el tamaño nominal de la unidad motriz (motor eléctrico o turbina de vapor) y la potencia consumida por la bomba.

El costo de los motores eléctricos se correlacionó con los tamaños nominales de los motores en caballos (1 hp = 745.7 watts). La correlación y coeficientes en la tabla IV son para tres tipos de motores: abierto a prueba de goteo, totalmente cerrado enfriado por ventilador (TEFC) y a prueba de explosión, y para tres velocidades: 3 600, 1 800 y 1 200 rpm. Para obtener mejor correlaciones, fue necesario dividir la gama o intervalo de caballaje en dos o tres subintervalos con diferentes coeficientes para cada uno.

Debido a que los motores eléctricos son de tamaños discretos, el tamaño que se debe usar (Tabla IV) es el caballaje disponible que es igual o mayor que el caballaje al freno (bhp) requerido.

Tabla II Factores de costo de materiales de construcción

Material	Factor de costo F_M
Acero fundido	1.35
Accesorios de 304 o 316	1.15
Acero inoxidable, 304 o 316	2.00
Aleación de Gould No. 20 fundida	2.00
Níquel	3.50
Monel	3.30
ISO B	4.95
ISO c	4.60
Titanio	9.70
Hastelloy C	2.95
Hierro dúctil	1.15
Bronce	1.90

Fuente: Subprograma FLOWTRAN para costos de bombas, de Monsanto Co.

Consumo de potencia

El consumo de potencia (P_C) es igual a la potencia al freno (P_B) dividida entre la eficiencia del motor (η_M):

$$P_C = P_B / \eta_M \quad (7)$$

La eficiencia del motor, a su vez, es función del caballaje al freno. La siguiente correlación se obtuvo con una simple adaptación de la curva de Peters y Timmerhaus para la eficiencia de los motores eléctricos trifásicos:

$$\eta_M = 0.80 + 0.0319(\ln P_B) - 0.00182(\ln P_B)^2 \quad (8)$$

Para P_B en hp el límite inferior = 1 hp y el límite superior = 500 hp.

Tabla III Límites de flujo, carga y potencia para bombas centrífugas

	Flujo, gpm (m ³ /s)		Carga, ft-lbf/lb (J/kg)		hp del motor, límite superior
	Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior	
Una etapa, 3 550 VSC	50 (0.00315)	900 (0.568)	60 (150)	400 (1 200)	75
Una etapa, 1 750 rpm, VSC	50 (0.00315)	3 500 (0.2208)	50 (150)	200 (600)	200
Una etapa, 3 550 HSC	100 (0.00631)	1 500 (0.0946)	100 (300)	450 (1 350)	150
Una etapa, 1 750, HSC	250 (0.01577)	5 000 (0.3155)	50 (150)	500 (1 500)	250
Dos etapas, 3 550, HSC	50 (0.00315)	1 100 (0.0694)	300 (900)	1 100 (3 300)	250
Etapas múltiples, 3 550 rpm, HSC	100 (0.00631)	1 500 (0.0946)	650 (2 000)	3 200 (9 600)	1 450

Costo del acoplamiento para la unidad motriz

Aunque el costo del acoplamiento para la unidad motriz se incluye en el costo de la bomba, no se suele incluir en el de otras clases de equipo como los ventiladores o sopladores. En la tabla V se dan las correlaciones de costos para tres tipos de acoplamiento para la unidad motriz: transmisión con bomba, con cadena y de velocidad variable. El costo está correlacionado con el tamaño nominal de la unidad motriz en caballos. Es el mismo parámetro utilizado para correlacionar el costo de los motores eléctricos.

Ejemplo: estimación del costo de una bomba

Calcúlese el costo estimado de una bomba de acero dúctil para entregar 1 430 gpm con una carga diferencial de 77 ft-lbf/lb. Se especifica una bomba con carcasa dividida horizontalmente (HSC) para 3 550 rpm. La densidad relativa del líquido es de 0.952.

Para $Q = 1\,430$ gpm y $H = 77$ ft-lbf/lb, el parámetro para el tamaño de la bomba es $S = (1\,430) \sqrt{77} = 12\,550$.

La correlación de costo básico se obtiene con la tabla I:

$$c_B = \exp[8.3949 - 0.6019(\ln 12\,550) + 0.0519(\ln 12\,550)^2] = \$1\,536$$

El factor de tipo de diseño para una bomba de una etapa, HSC, de 3 550 rpm se calcula con la correlación correspondiente en la tabla 1:

$$F_T = \exp[0.0632 + 0.2744(\ln 12\,550) - 0.0253(\ln 12\,550)^2] = 1.491$$

Para hierro dúctil, $F_M = 1.15$ (Tabla III).

El costo de la bomba con la placa de base y el acoplamiento es:

$$C_P = (1\,536)(1.491)(1.15) = \$2\,630$$

Tabla IV Correlación para el costo de motores eléctricos

Costo descontado de motor de 60 Hz con voltaje y aislamiento estándar

$$C_M = \exp[a_1 + a_2(\ln P) + a_3(\ln P)^2]$$

P es el tamaño nominal en caballos

	Coeficientes ⁴			Límites de hp
	No. 1	No. 2	No. 3	
Abierto, a prueba de goteo 3600rpm	4.8314	0.08666	0.10960	1-7.5
	4.1514	0.53470	0.05252	7.5-250
	4.2432	1.03251	-0.03595	250-700
1 800 rpm	4.7075	-0.01511	0.22888	1-7.5
	4.5212	0.47242	0.04820	7.5-250
	7.4044	-0.06464	0.05448	250-600
1 200 rpm	4.9288	0.30118	0.12630	1-7.5
	5.0999	0.35861	0.06052	7.5-250
	4.6163	0.88531	-0.02188	250-500
Totalmente encerrado, enfriado por ventilador 3 600 rpm	5.1058	0.03316	0.15374	1-7.5
	3.8544	0.83311	0.02389	7.5-250
	5.3182	1.08470	-0.05685	250-400
1 800 rpm	4.8687	-0.00930	0.22616	7.5-250
	4.5347	0.57065	0.04609	
1 200 rpm	5.1532	0.28931	0.14357	1-7.5
	5.3858	0.31004	0.07406	7.5-350
A prueba de explosión 3600rpm	5.3934	-0.00333	0.15475	1-7.5
	4.4442	0.60820	0.05202	7.5-200
1 800 rpm	5.2851	0.00048	0.19949	1-7.5
	4.8178	0.51086	0.05293	7.5-250
1 200 rpm	5.4166	0.31216	0.10573	1-7.5
	5.5655	0.31284	0.07212	7.5-200

Tabla V Correlaciones de costo para acoplamiento de la transmisión¹

Costo del acoplamiento con transmisión de banda
$C_C = \exp[3.689 + 0.8917(\ln P)]$
Costo de acoplamiento con transmisión de cadena
$C_C = \exp[5.329 + 0.5048(\ln P)]$
Costo de acoplamiento con transmisión de velocidad variable
$C_C = 1/[1.562 \times 10^{-4} + (7.877 \times 10^{-4}/P)]$
Límite superior = 75 hp; S = tamaño nominal del motor en hp

Para calcular el costo del motor, primero se calcula el caballaje al freno requerido:

$$\begin{aligned} \text{Densidad, } \rho &= (0.952)(8.33) = 7.93 \text{ lb/gal} \\ \text{Eficiencia: } \eta_P &= -0.316 + 0.24015(\ln 1430) - \\ &0.01199(\ln 1430)^2 = 0.796. \\ \text{Potencia: } P_B &= (7.93)(1430)(77)/(33000)(0.796) = \\ &33.2 \text{ hp.} \end{aligned}$$

Se requiere un motor de 40 hp y su costo se calcula con la correlación aplicable de la tabla IV. Supóngase que se necesita un motor de 3 600 rpm totalmente encerrado, enfriado por ventilador:

$$\begin{aligned} C_M &= \exp[3.8544 + 0.8331(\ln 40) + 0.02399(\ln 40)^2] \\ &= \$1410 \end{aligned}$$

Entonces, el costo real de la bomba incluido el motor es:

$$\mathbf{\$2.630 + \$1410 = \$4040.}$$

El costo de una bomba similar se puede calcular con los datos de Pikulik y Díaz³ después del ajuste de precios de 1976 a 1979 con el uso del Chemical Engineering Pumps and Compressors Index, como $\$2600(270.0/220.9) = \mathbf{\$3180.}$

La discrepancia del 27% es aceptable para los cálculos preliminares.

Para concluir se calcula el consumo de potencia de la bomba:

$$\begin{aligned} \eta_M &= 0.80 + 0.0319(\ln 33.2) - 0.00182(\ln 33.2)^2 \\ &= 0.889 \\ P_C &= 33.2/0.889 = \mathbf{37.3 \text{ hp o } 27.8 \text{ kW.}} \end{aligned}$$

Fuentes de datos de costos

Los datos de costo de bombas centrífugas y motores eléctricos se tomaron del volumen 4 de la edición 1979-80 del manual "Process Plant: Construction Estimating Standards"⁴ de Richardson Engineering Services. Los factores de costo del material de construcción para las bombas se tomaron del subprograma FLOWTRAN de Monsanto Co., para costos de bombas.

Aunque el costo de la bomba incluye el del acoplamiento para la unidad motriz, las correlaciones de costos para transmisiones con banda, cadena y velocidad variable se obtuvieron del programa para costos de equipo del U.S. Bureau of Mines⁵. Estas correlaciones se actualizaron a precios del primer trimestre de 1979 con la Relación del Chemical Engineering Pumps and Compressors Index de $270/111.3 = 2.43$. Todos los demás datos de costos fueron del primer trimestre de 1979 cuando el Índice para Bombas y Compresoras fue de 270 y el Índice del Equipo Eléctrico fue de 175.5.

Referencias

1. Johnson, P. W., and Peters, F. A., "A Computer Program for Calculating Capital and Operating Costs," U.S. Bureau of Mines, Avondale, Md., 1976.
2. Peters, M. S., and Timmerhaus, K. D., "Plant Design and Economics for Chemical Engineers," 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1980.
3. Pikulik, A., and Diaz, H. E., Cost Estimating for Major Process Equipment, *Chem. Eng.*, Oct. 10, 1977, pp. 106122.
4. "Process Plant Construction Estimating Standards," Vol. 4, Richardson Engineering Services, Inc., Solana Beach, Calif., 1978-79.

Las unidades motrices de velocidad variable pueden reducir los costos de bombeo

Las bombas convencionales de una velocidad y los sistemas de válvula de estrangulación cuando operan a menos de su capacidad de diseño, desperdician energía. Las pérdidas por caída de presión se pueden evitar si la unidad motriz es de velocidad variable.

James D. Johnson, General Electric Co.

Hay sistemas de bombeo que se instalaron con capacidad 10 a 15% mayor que la de diseño y que incluyen válvulas de control especificadas para 35 a 50% de las pérdidas por fricción en el sistema. Hay que reconocer que se trata de casos que no ocurren a menudo.

Las bombas propulsadas por unidades motrices de ca (corriente alterna) de velocidad variable pueden manejar esas condiciones máximas sin la penalización en energía en que se incurre con las disposiciones convencionales de una bomba centrífuga de una velocidad y válvula de estrangulación. Además, cuando el gasto es entre 50 a 100% del de diseño y cuando menos 50% de la carga de bombeo consiste en pérdidas por fricción, las unidades motrices de velocidad variable pueden reducir mucho los costos de energía e incluso mejorar la confiabilidad del sistema lo que, a su vez, incrementa la producción.

Las unidades motrices de velocidad variable (motovariadores) suelen ser adecuadas para bombas de 20 a 500 hp y mayores. Permiten ahorros de energía hasta del 57 % en sistemas con 100% de pérdidas por fricción que funcionan al 75% de su flujo o caudal de diseño.

Los factores que se deben incluir en una evaluación comparativa de los aspectos económicos de los sistemas con válvulas de control convencionales y de unidades motrices de velocidad variable son:

■ Magnitud de la reducción de capacidad, es decir, el alcance del ciclo de trabajo comparado con el gasto de diseño

■ Duración de la reducción

■ Costo comparativo del equipo

Para un comentario del empleo de válvulas de control en un sistema, véase "Válvulas de control o bomba de velocidad variable" en la página 284 de esta obra.

- Costo de la energía eléctrica
- Características individuales del sistema de flujo

Factores hidráulicos del sistema de bombeo

Los sistemas hidráulicos se caracterizan por la relación entre la carga de fricción y la carga total:

$$F = H_f / (H_s + H_f)$$

en donde H_f = carga de fricción de diseño y H_s = carga estática de diseño.

La fricción, F , es independiente de la pérdida de carga en la válvula de control; por ejemplo, si la carga de fricción = 75 ft, la carga estática = 25 ft y la pérdida en la válvula de control = 30 ft, entonces $F = 75 / (75 + 25) = 0.75$. Se diría de este sistema que es de 75% de fricción.

El caballaje unitario en el punto de diseño se calcula con:

$$hp_u = \frac{H_s + H_f + H_v}{H_s + H_f}$$

en donde: H_v = carga en la válvula de control.

Para el ejemplo precedente el caballaje unitario es:

$$hp_u = \frac{75 + 25 + 30}{75 + 25} = 1.3$$

Esto indica que se requiere 30% de caballaje adicional para tener mejor control en el punto de diseño del sistema.

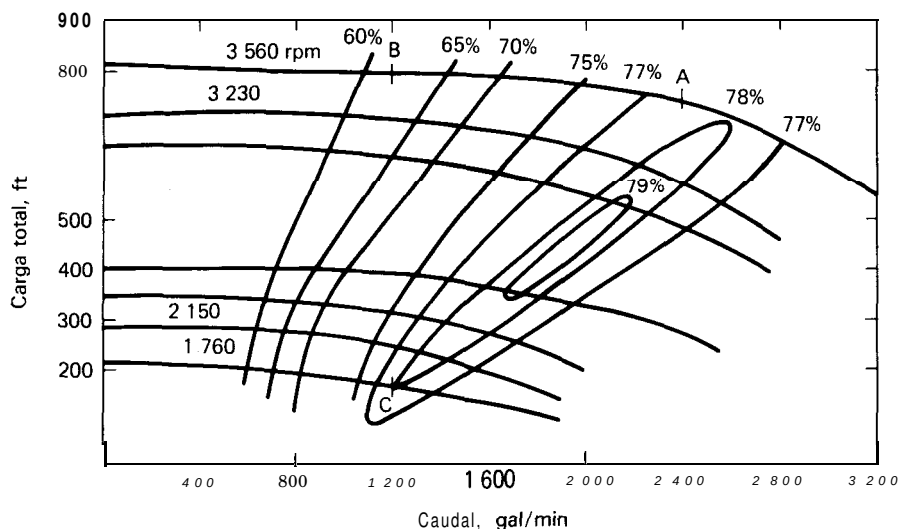


Fig. 1 Carga típica de la bomba contra características de caudal (gasto)

Ilustración del ahorro de caballaje

La forma en que la unidad motriz de ca de velocidad variable puede ahorrar energía se describe por medio de las figuras 1 y 2.

En el punto de funcionamiento de diseño, de 2 400 gal/min a 3 560 rpm (Punto A, Fig. 1) la eficiencia de la bomba es de 77.5% y el caballaje al freno (bhp) requerido es de 550 hp (Punto A, Fig. 2). Al cambiar el caudal a 1 200 gal/min sin cambiar la velocidad de la bomba, se requerirían 400 hp (Punto B, Fig. 2) y una eficiencia de 63% (Punto B, Fig. 1).

Sin embargo, si se altera la velocidad de la bomba para obtener esa reducción en el caudal, sólo se necesitan 70 hp (Punto C, Fig. 2) y la eficiencia es de 70% (Punto C, Fig. 1). Por tanto, la unidad motriz de velocidad variable permite un ahorro de 330 hp (400 — 70) sin pérdida de eficiencia de la bomba.

Ahorros de energía con el ajuste de la velocidad de la bomba

Los porcentajes de ahorro de energía con distintos gastos y diferentes tipos de sistemas de fricción se resumen

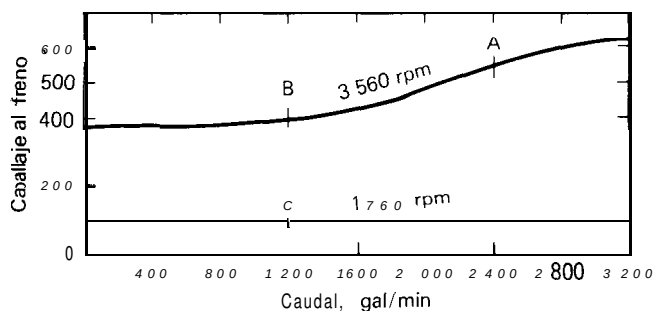


Fig. 2 Caballaje típico al freno contra características de caudal de la bomba

en la tabla 1. Se debe tener en cuenta que los sistemas hidráulicos típicos se compran con capacidad 15 % mayor que la de diseño y que la reducción promedio está cerca del 87.5%.

Los ahorros de energía se calculan fácilmente con la tabla. Se puede evaluar la rentabilidad de una inversión más elevada en un sistema de velocidad variable al comparar el costo adicional de ese equipo con la reducción en los gastos de operación.

Por ejemplo, supóngase una instalación de una bomba centrífuga con motor de una velocidad y 200 hp en un sistema con 75% de fricción, una carga de 185 hp con el caudal de diseño y un costo de electricidad de 0.035 de dólar por kWh y un ciclo de trabajo del 15 % del tiempo de funcionamiento al 100% del caudal de diseño, 65 % al 87.5% y 15% al 50%.

Al designar hp_d como los hp de diseño, op como horas de funcionamiento, c como costo de energía y E como eficiencia de la bomba, el costo anual de operación de este sistema en dólares asciende a:

$$\begin{aligned} \$ &= \left(\frac{0.746 \times hp_d}{E} \right) \times op \times c \\ &= \left(\frac{0.746 \times 185}{0.92} \right) \times 8760(0.95) \times 0.035 \\ &= 43\,693 \end{aligned}$$

Tabla 1 Ahorros de energía en condiciones de reducción, %

Flujo nominal, %	Tipo de sistema			
	100% F	75% F	50% F	25% F
100	21	16	9	3
87.5	38	31	20	12
75	57	47	35	20
50	81	69	55	41

Fuente: *Hydrocarbon Proc.*, septiembre 1979

El ahorro que se puede lograr al instalar un propulsor de velocidad variable para la bomba se obtiene al multiplicar ese costo anual de operación de \$43 693 por el porcentaje de ahorro de energía (tomado de la tabla para el sistema con 75 % de fricción y con los porcentajes correspondientes del caudal) y con los porcentajes de tiempo de funcionamiento en el ciclo de trabajo. Por tanto:

$$\begin{aligned} \$ &= 43\,693[(0.15 \times 0.16) + (0.65 \times 0.31) + \\ &\quad (0.15 \times 0.69)] \\ &= 14\,375 \end{aligned}$$

El resultado es un ahorro anual de 33% en energía.

Para determinar la rentabilidad de la inversión adicional en la unidad motriz de velocidad variable, sólo se necesita tener en cuenta la diferencia entre los costos del inversor y del arrancador del motor, porque el costo del motor, transformador reductor y aislamiento (si se necesita), el interruptor de circuito y la instalación serán más

o menos iguales en cualquier sistema. En las instalaciones nuevas se lograrán los ahorros con la eliminación del arrancador y de la válvula de estrangulación convencionales.

Otros beneficios que se pueden lograr con la unidad motriz de velocidad variable incluyen menor intensidad de ruido mecánico a las velocidades de funcionamiento y mayor duración del equipo, porque el arranque suave de la unidad motriz de velocidad variable reduce el choque de la carga máxima del arranque con una sola velocidad.

El autor

James D. Johnson es Gerente de AC Drives Project de Speed Variator Products Operation de General Electric Co. (Eric, PA 16531), y está encargado de mercados y perfeccionamiento de productos de unidades motrices de caudal inversor de velocidad ajustable. Antes fue ingeniero de ventas y de aplicación en la división de ventas industriales de la compañía. Tiene título de ingeniero mecánico de la University of California y es ingeniero registrado en el Estado de Ohio.

Sección II

Bombas centrífugas

Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema

Análisis de circuitos de bombas centrífugas

Dimensionamiento de bombas centrífugas para servicio seguro

Sistemas de recirculación para enfriar bombas centrífugas

Selección de una bomba centrífuga

Manera de lograr un funcionamiento sin problemas de las bombas centrífugas

Diagnóstico de problemas de las bombas centrífugas

Efectos de las variaciones dimensionales en las bombas centrífugas

Sistemas de derivación para bombas centrífugas

Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema

Las bombas centrífugas y los sistemas relativos de líquidos están presentes en la industria de productos químicos. En este artículo se da información detallada del rendimiento de las bombas, capacidades de succión, efectos de la viscosidad, operación en condiciones fuera de diseño y conservación de energía.

Igor J. Karassik, Worthington Div., McGraw-Edison Co.

La mayoría de los procesos en las industrias de procesos químicos (IPQ) incluyen la conducción de líquidos o transferencia de un valor de presión o de energía estática a otro.

La bomba es el medio mecánico para obtener esta conducción o transferencia y por ello es parte esencial de todos los procesos. A su vez, el crecimiento y perfeccionamiento de los procesos están ligados con las mejoras en el equipo de bombeo y con un mejor conocimiento de cómo funcionan las bombas y cómo se deben aplicar.

Las bombas centrífugas constituyen no menos del 80% de la producción mundial de bombas, porque es la más adecuada para manejar más cantidad de líquido que la bomba de desplazamiento positivo. Por esta razón, en este artículo sólo se mencionarán las bombas centrífugas y se tratará de que se logre un mejor conocimiento de ellas y de los factores hidráulicos del sistema.

Carga y curvas de carga del sistema

La acción del bombeo es la adición de energías cinética y potencial a un líquido con el fin de moverlo de un punto a otro. Esta energía hará que el líquido efectúe trabajo, tal como circular por una tubería o subir a una mayor altura.

Una bomba centrífuga transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio en la energía cinética y potencial requeridas. Aunque la fuerza centrífuga producida depende tanto de la velocidad en la punta de los álabes

o periferia del impulsor y de la densidad del líquido, la cantidad de energía que se aplica por libra de líquido es independiente de la densidad del líquido. Por tanto, en una bomba dada que funcione a cierta velocidad y que maneje un volumen definido de líquido, la energía que se aplica y transfiere al líquido, (en ft-lb/lb de líquido) es la misma para cualquier líquido sin que importe su densidad. (La única salvedad es que la viscosidad del líquido influye en esta energía como se verá más adelante.) Por tanto, la carga o energía de la bomba en ft-lb/lb se debe expresar en pies (ft).

Para el sistema de bombeo en sí debe recordar que: 1) la carga se puede medir en diversas unidades como ft de líquido, presión en psi, pulgadas de mercurio, etc.; 2) las lecturas de presión y de carga pueden ser manométricas o absolutas (la diferencia entre presión manométrica y absoluta varía de acuerdo con la presión atmosférica según sea la altitud), 3) nunca se debe permitir que la presión en cualquier sistema que maneje líquidos caiga por abajo de la presión de vapor del líquido.

Una columna de agua fría de 2.31 ft de altura producirá una presión de 1 psi en su base. Por ello, para el agua a temperatura ambiente, cualquier presión calculada en libras por pulgada cuadrada (psi) se puede convertir a una carga equivalente en pies de agua al multiplicarla por 2.31. Para líquidos que no sean agua fría, la columna de líquido equivalente a una presión de 1 psi se puede calcular al dividir 2.31 entre la densidad relativa del líquido. El efecto de la densidad relativa en la altura de una columna de diversos líquidos a presiones iguales se ilustra en la figura 1. En la tabla 1 aparecen las fórmulas para la conversión de los datos de presión y de carga.

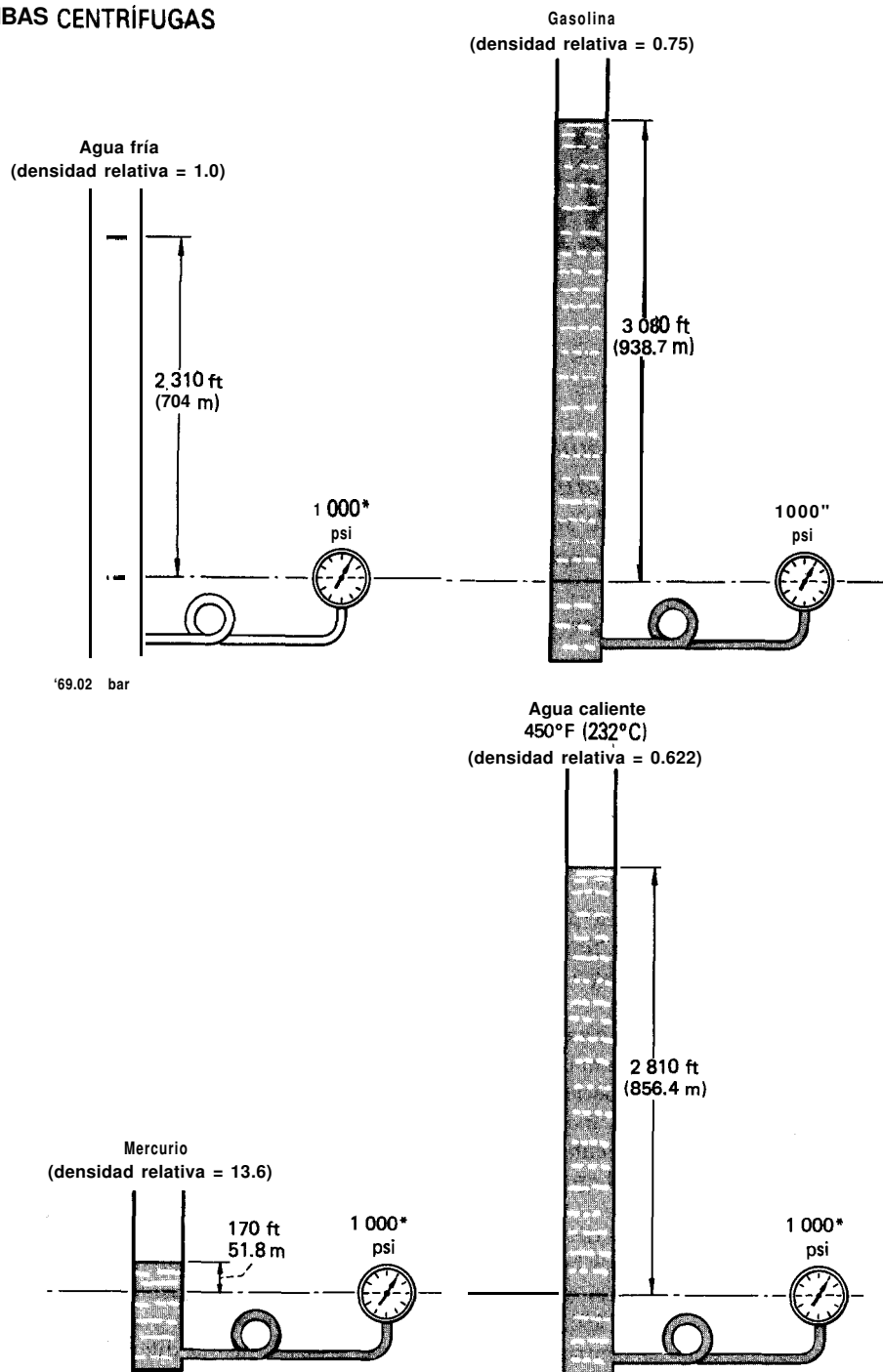


Fig. 1 La densidad del líquido influye en la altura de una columna de líquido equivalente a la misma carga estática

En la figura 2 se ilustra la relación entre las lecturas de presiones manométrica y absoluta. Aunque suele ser factible trabajar con valores de presión manométrica, a veces se puede resolver un problema complicado si se trabaja sólo en términos de presión absoluta.

Carga del sistema

En términos estrictos, una bomba sólo puede funcionar dentro de un sistema. Para entregar un volumen da-

do de líquido en este sistema, la bomba debe aplicar, al líquido, una energía formada por los siguientes componentes.

- Carga estática
- Diferencia en presiones en las superficies de los líquidos
- Carga de fricción
- Pérdida en la entrada y la salida

Tabla I Equivalentes de presión y carga

Presión manométrica + presión atmosférica = presión absoluta		
Unidades inglesas (U.S.)	Unidades métricas	
1 atmósfera = 14.7 psi	1 atmósfera = 1.023 bar	
1 atm = Columna de 34 pies de agua fría	1 atmósfera = 1 013 mbar	
	1 atm = Columna 10.33 m de agua fría	
$\frac{34 \text{ ft}}{14.7 \text{ psi}} = 2.31 \text{ ft/psi}$	$\frac{10.33 \text{ m}}{1.013 \text{ bar}} = 10.2 \text{ m/bar}$	
$\text{psi} = \frac{\text{carga en ft}}{2.31} \times \text{densidad relativa}$	$\text{Presión en bar} = \frac{\text{carga en m}}{10.2} \times \text{densidad relativa}$	
$\text{Carga en ft} = \frac{\text{psi} \times 2.31}{\text{densidad}}$	$\text{Carga en m} = \frac{\text{bar} \times 10.2}{\text{densidad}}$	

Carga estática

La carga estática significa una diferencia en elevación. Por tanto, la “carga estática total” de un sistema es la diferencia en elevación entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y de succión de la bomba (Fig. 3). La “carga estática de descarga” es la diferencia en elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centros de la bomba. Si la carga estática de succión tiene valor negativo porque el nivel del líquido para succión está debajo de la línea de centros de la bomba, se

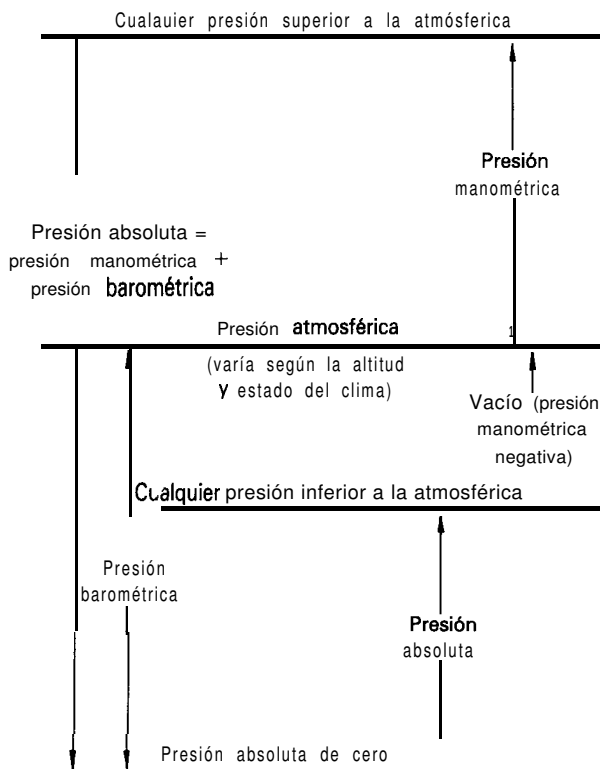
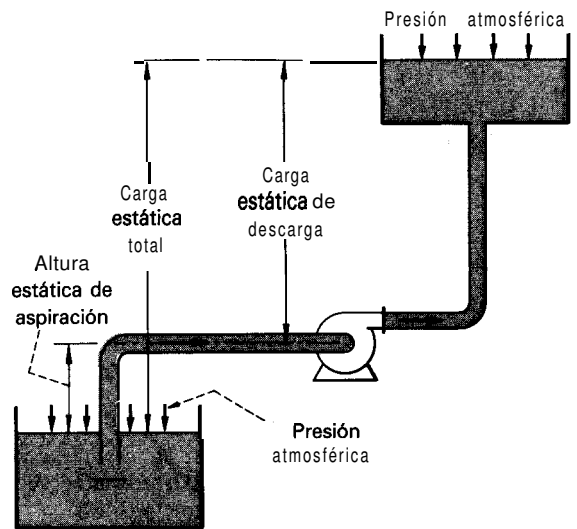
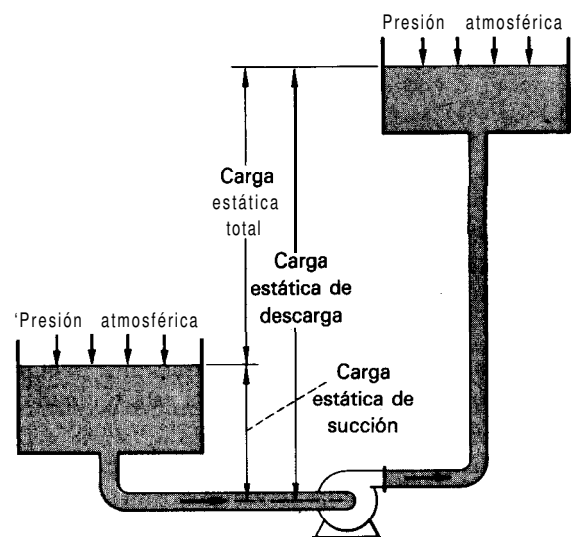


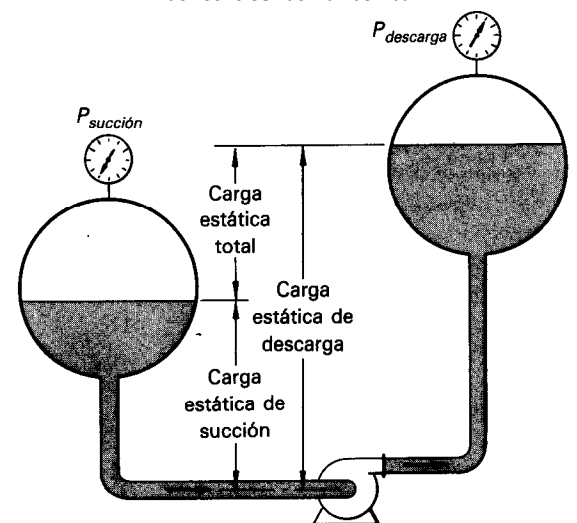
Fig. 2 Relaciones entre presiones atmosférica, manométrica y absoluta



a. Nivel de succión debajo de la línea de centros de la bomba



b. Nivel de succión encima de la línea de centros de la bomba



c. Niveles de succión y descarga bajo presión

Fig. 3 La carga estática total en un sistema con bomba centrífuga depende de las condiciones de succión y descarga

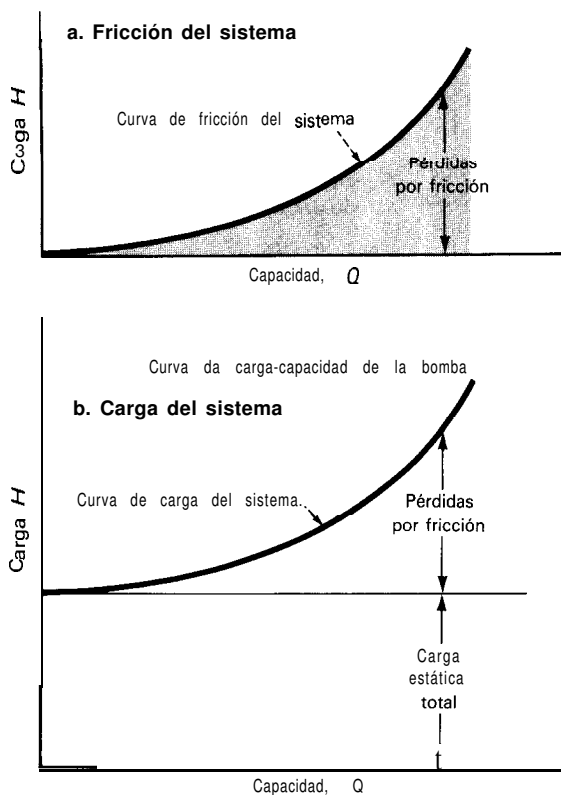


Fig. 4 Relaciones entre necesidades del sistema y capacidad de la bomba

la suele llamar “altura estática de aspiración”. Si el nivel de líquido de succión o de descarga está sometido a una presión que no sea la atmosférica, ésta se puede considerar como parte de la carga estática o como una adición por separado a la carga estática.

Carga de fricción

La carga de fricción (expresada en ft del líquido que se bombea) es la necesaria para contrarrestar las pérdi-

das por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios y otros componentes como pueden ser los intercambiadores de calor. Estas pérdidas varían más o menos proporcionalmente al cuadrado del flujo en el sistema. También varían de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y las características del líquido bombeado.

Al calcular las pérdidas por fricción, se debe tener en cuenta que aumentan conforme la tubería se deteriora con el tiempo. Se acostumbra basar las pérdidas en los datos establecidos para tubería promedio que tiene 10 a 15 años de uso. Estos datos se encuentran con facilidad en la Hydraulic Institute Standards' y en el Manual de Bombas.'

Pérdidas en la entrada y en la salida

Si la toma de la bomba está en un depósito, tanque o cámara de entrada, las pérdidas ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión con el suministro. La magnitud de las pérdidas depende del diseño de la entrada al tubo. Una boca acampanada bien diseñada produce la mínima pérdida. Asimismo, en el lado de descarga del sistema cuando el tubo de descarga termina en algún cuerpo de líquido, se pierde por completo la carga de velocidad del líquido y se debe considerar como parte de las pérdidas totales por fricción en el sistema.

Curvas de fricción y de carga del sistema

Como se mencionó, las pérdidas por fricción en la entrada y la salida varían más o menos proporcionalmente al cuadrado del flujo en un sistema. Para resolver problemas de bombeo es conveniente indicar la relación, en forma de gráfica, entre la capacidad y las pérdidas de carga de fricción. Estas pérdidas, por tanto, se calculan con algún flujo predeterminado, sea el esperado o el de diseño, y luego se calcula para todos los demás flujos con el empleo del cuadrado de la relación de flujo. La curva resultante se llama curva de fricción del sistema (Fig. 4a).

Cuando se combinan las cargas estáticas, la diferencia en presión y las pérdidas de carga de fricción de cualquier sistema, y se trazan contra la capacidad, la curva resultante (Fig. 4b) se llama curva de carga del sistema. Al superponer una curva de capacidad contra carga de la bomba a velocidad constante sobre esta curva de carga del sistema (Fig. 4b) se podrá determinar la capacidad en el punto en que se cruzan las dos curvas. Ésta es la capacidad que entregará al sistema esa bomba a esa velocidad particular.

En sistemas que tienen cargas estáticas o diferencias de presión variables, es posible trazar curvas que correspondan a las condiciones mínimas y máximas (Fig. 5). Después, las intersecciones con la curva de carga-capacidad de la bomba determinarán los flujos mínimo y máximo que entregará la bomba en el sistema.

Variaciones en el flujo deseado

Es raro que un sistema deba funcionar con una sola capacidad fija. En general, el proceso en que trabaja la

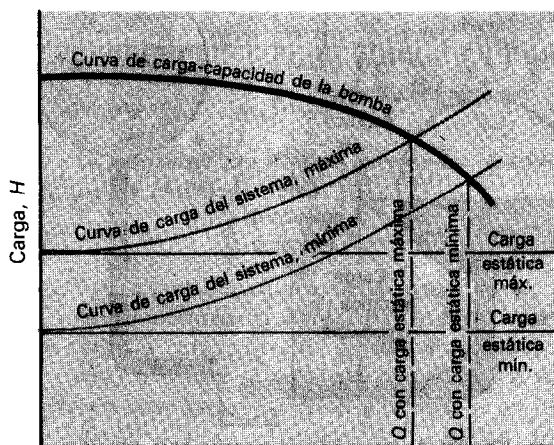


Fig. 5 Características del sistema para una carga estática variable

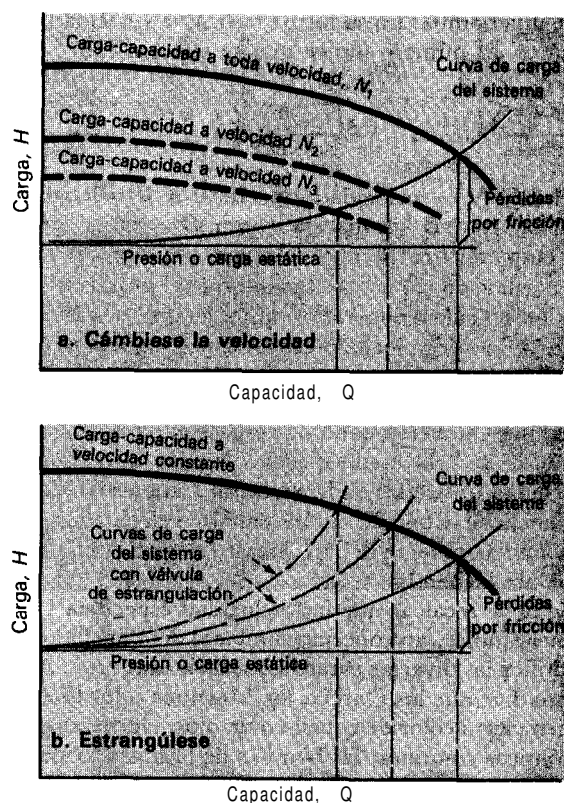


Fig. 6 Métodos para variar la capacidad de una bomba centrífuga

bomba centrífuga tiene demanda variable. Una bomba dada en un sistema dado sólo entregará la capacidad correspondiente a la intersección entre las curvas de carga contra capacidad y de carga del sistema. Para variar la capacidad es necesario cambiar la forma de una o de ambas curvas.

Para cambiar la curva de carga contra capacidad se hace funcionar la bomba a velocidad variable (Fig. 6a). Para una guía de las unidades motrices de velocidad variable, véanse las páginas 298 a 314 de esta obra. O bien, la curva de carga del sistema se puede alterar si se produce una pérdida por fricción con una válvula de estrangulación (Fig. 6b).

Por supuesto, la diferencia entre la carga total producida por la bomba y la carga requerida por la curva de carga del sistema representa desperdicio de energía durante la estrangulación. Por otra parte, la casi totalidad de las bombas centrífugas actuales tienen propulsión con motores de inducción, de jaula de ardilla, de velocidad constante y la estrangulación en la descarga de la bomba es el único medio de obtener la capacidad variable deseada. Como se verá, la adopción de motores de frecuencia variable cambiará estos métodos.

Leyes de afinidad y curvas de capacidades nominales

El rendimiento hidráulico de una bomba centrífuga incluye tres factores básicos: 1) la capacidad (expresada en

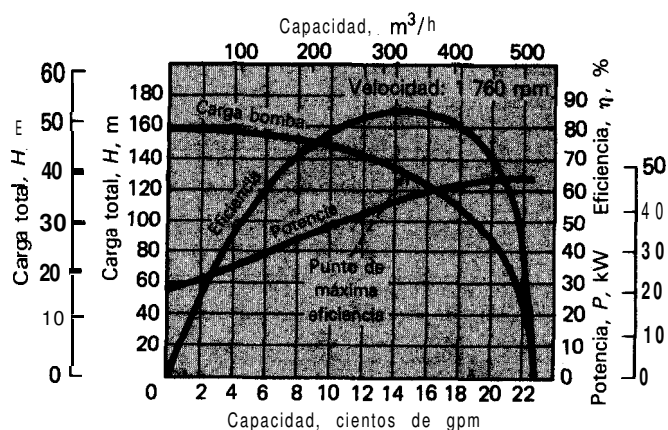


Fig. 7 Características de rendimiento de una bomba centrífuga

unidad de volumen por unidad de tiempo, como gpm); 2) la carga total (expresada en pies del líquido que se bombea), y 3) la velocidad a la cual funciona la bomba (en rpm).

El rendimiento o "comportamiento" de la bomba se presenta en forma de curvas (Fig. 7) en que la curva de carga contra capacidad se traza a una velocidad fija. La curva también indica el caballaje al freno requerido con diversos flujos y la eficiencia correspondiente de la bomba. La capacidad a la cual la bomba trabaja con más eficiencia se llama punto de máxima eficiencia (denominado a veces en inglés con las siglas b.e.p., **best efficiency point**).

El trabajo útil que hace la bomba es el peso del líquido bombeado en un periodo, multiplicado por la carga producida por la bomba y se expresa en términos de caballaje, llamados caballos de agua (**WHP**). Sería más correcto llamar a **WHP** caballos de líquido, que se determinan con

$$WHP = \frac{QH(sp. gr.)}{3960} \quad (1)$$

en donde: **WHP** = caballos de agua, Q = capacidad de la bomba, gpm y H = carga total, ft.

La potencia requerida para la propulsión de la bomba son los caballos de agua divididos entre la eficiencia η de la bomba: Por tanto, al dividir la ecuación (1) entre esta η se tiene:

$$BHP = \frac{QH(sp. gr.)}{3960 \eta} \quad (2)$$

Leyes de afinidad

Las relaciones que permiten predecir el rendimiento de una bomba a una velocidad que no sea la de característica conocida de la bomba, se llaman leyes de afinidad. Cuando se cambia la velocidad:

1. La capacidad Q en cualquier punto dado en la característica de la bomba varía directamente con la velocidad, n .

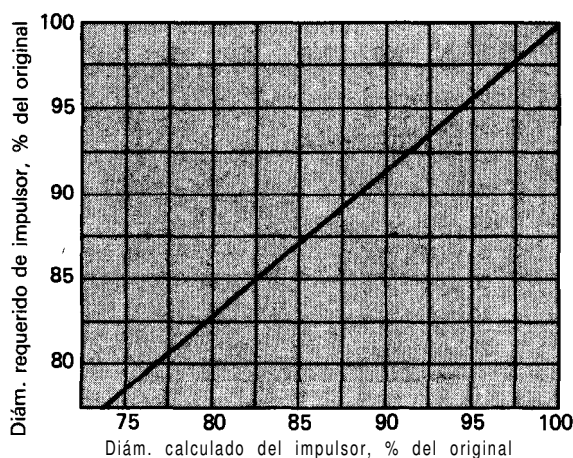


Fig. 8 Diámetro recomendado para impulsores de menor tamaño

2. La carga H varía en razón directa al cuadrado de la velocidad.

3. El caballaje al freno P varía en razón directa al cubo de la velocidad.

En otras palabras, si se asigna el subíndice 1 a las condiciones en las cuales se conocen las características y el subíndice 2 denota las condiciones a alguna otra velocidad, entonces:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (3)$$

Estas relaciones se pueden utilizar sin peligro para cambios moderados en la velocidad. Las ecuaciones (3) quizá no sean igual de exactas para cambios grandes en la velocidad.

Hay leyes de afinidad similares para los cambios en el diámetro D del impulsor, dentro de límites razonables de reducción del impulsor. En otras palabras:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (4)$$

Ocurren ciertas desviaciones de estas leyes incluso con reducciones más o menos pequeñas. En la figura 8 se ilustra la reducción recomendada en relación con la reducción teórica.

Velocidad específica

El principio de la similitud dinámica cuando se aplica a una bomba centrífuga indica que dos bombas de configuración similar tendrán características semejantes de funcionamiento.

El término “velocidad específica” es el que relaciona los tres factores principales de las características de rendimiento: capacidad, carga y velocidad de rotación, en un solo término. No hay que preocuparse por el análisis matemático utilizado para establecer la relación entre la velocidad específica y las características de funcionamien-

to de una bomba. En su forma básica, la velocidad específica es un número índice que se expresa con:

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (5)$$

en donde N_s = velocidad específica; n = velocidad de rotación, rpm; Q = capacidad, gpm; H = carga, ft (carga por etapa en una bomba de etapas múltiples).

La ecuación (5) no cambia aunque el impulsor sea de succión sencilla o doble. Por tanto, cuando se cita un valor definido de velocidad específica se menciona el tipo de impulsor.

Aunque se podría calcular la velocidad específica en cualquier condición dada de carga y capacidad, la definición de la velocidad específica supone que la carga y capacidad utilizadas en la ecuación son para la máxima eficiencia de la bomba. El número de velocidad específica es independiente de la velocidad de rotación a la que funciona la bomba.

Se debe recalcar que la “velocidad específica” es un número índice, un concepto similar al del “apellido” que identifica las diversas características de un grupo. Así como se dice que los García, los Martínez o los González tienen cierto color de cabello o de ojos, ciertos rasgos fisiológicos comunes, las bombas de la misma velocidad específica tienen varias características que las distinguen de las que tienen otras velocidades específicas.

Por ejemplo, las características físicas y el contorno general de los perfiles de los impulsores tienen estrecha relación con sus respectivas velocidades específicas. Por tanto, el valor de la velocidad específica describirá de inmediato la configuración aproximada del impulsor (Fig. 9). Del mismo modo, la velocidad específica de una bomba dada se reflejará en forma definitiva en la forma de las curvas características de la bomba, que aparecen en la parte superior de la figura 9. Aunque se pueden hacer algunas variaciones en la forma de estas curvas con cambios en el diseño de los conductos para líquido en el impulsor y en la carcasa, la variación que se puede obtener sin perjudicar la eficiencia de la bomba es bastante pequeña.

Otro parámetro en que influye la velocidad específica es la máxima eficiencia que se puede obtener con impulsores de diferentes velocidades específicas y tamaños (Fig. 9).

Características tipo para una bomba

Si las condiciones de funcionamiento de una bomba a su velocidad de diseño, es decir, la capacidad, carga, eficiencia y entrada de potencia con las cuales la curva de eficiencia llega a su máximo, se consideran como norma de 100% para comparación, entonces las curvas de carga contra capacidad, capacidad contra potencia y capacidad contra eficiencia se pueden trazar en términos del porcentaje de sus respectivos valores a la capacidad para máxima eficiencia. Este conjunto de curvas representa la curva “característica tipo” o curva del “100%” de la bomba.

Las curvas de 100% de bombas que tienen velocidades específicas de 2 000, 4 000 y 10 000 aparecen en la

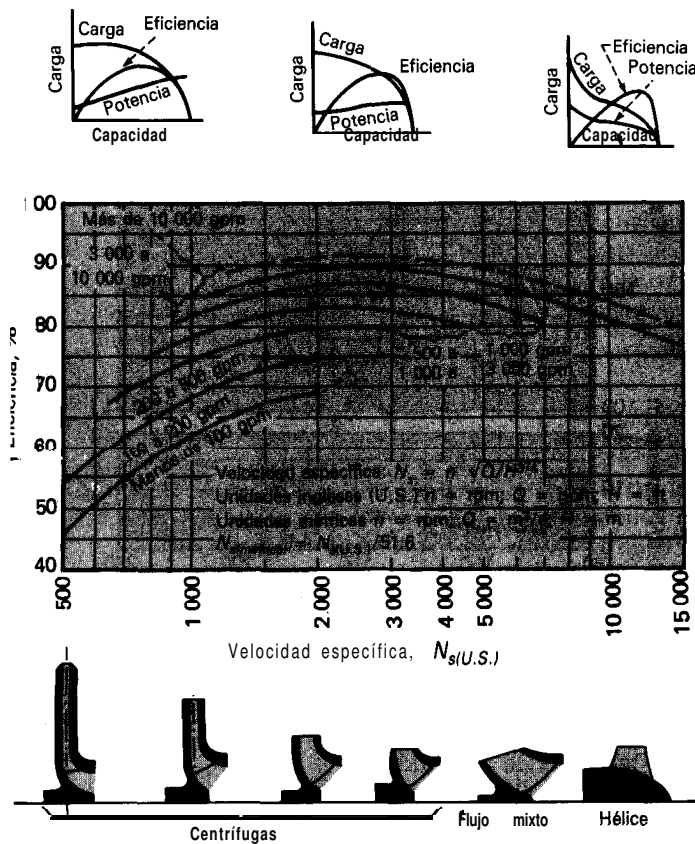


Fig. 9 Relaciones de velocidad específica de bombas rotodinámicas

figura 10. Estas curvas se pueden utilizar para predecir la forma aproximada de las características de una bomba cuando se conoce la velocidad específica de ella. Para evitar la interpolación, las curvas de las figuras 11 y 12 muestran el cambio en la carga y la potencia en relación con la velocidad específica para impulsores de succión sencilla. Un impulsor de doble succión tendrá una característica tipo que se aproximará a la de uno de succión sencilla que tenga una velocidad específica de $(1/2)^{1/2}$ o sea 70.7% de la del impulsor de doble succión.

Curvas de capacidades nominales

Las curvas de capacidades nominales suelen aparecer en boletines y literatura de ventas de las bombas estándar. Una curva de capacidad nominal de una bomba centrífuga indica, en forma condensada, las posibles aplicaciones de ella a determinada velocidad nominal con una serie de diámetros de impulsores (Fig. 13). Por 10 general hay una gráfica diferente para cada velocidad de motor para una bomba particular. Además, las curvas de capacidades nominales suelen incluir una curva de la carga neta positiva de succión requerida ($NPSH_R$). Se preparan curvas de capacidades nominales de una línea completa de bombas similares para facilitar la selección.

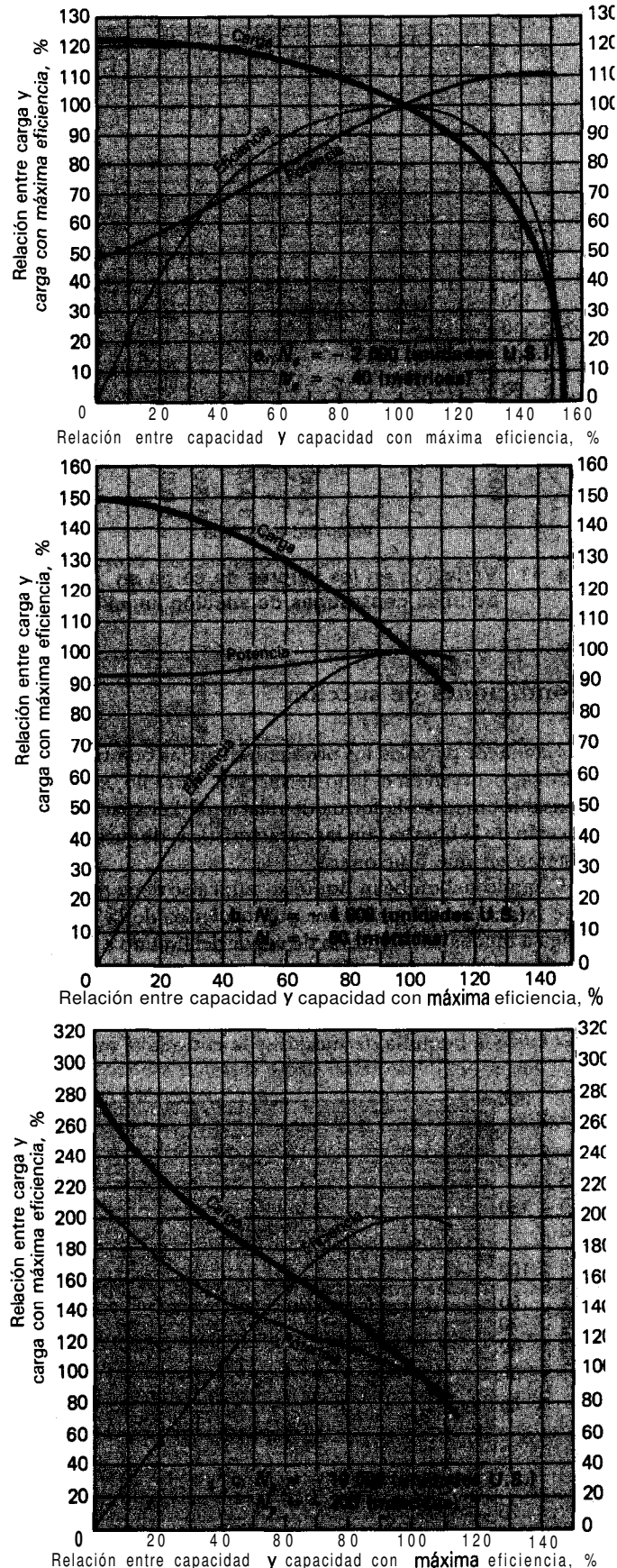


Fig. 10 La velocidad específica determina la forma de las características de una bomba centrífuga

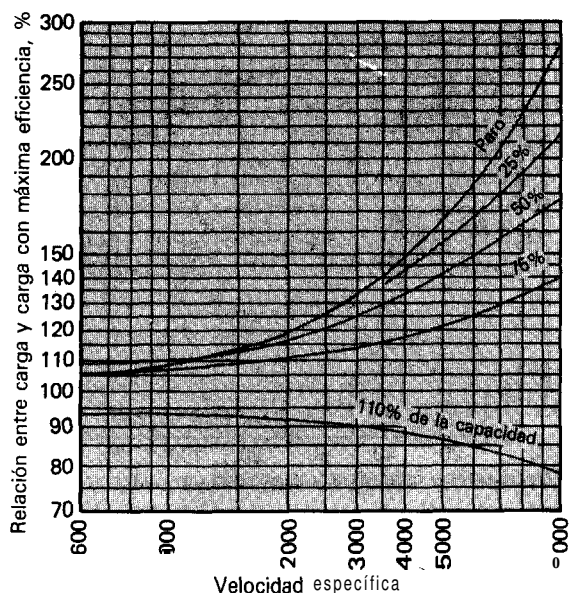


Fig. 11 Variación en los valores de carga en bombas centrífugas de succión sencilla

Condiciones de succión

La mayor parte de los problemas con las bombas centrífugas ocurren en el lado de succión. Por ello, es indispensable entender la forma de relacionar la capacidad de succión de la bomba con las características de succión del sistema en que funcionará.

Cuando se bombean líquidos, nunca se debe permitir que la presión en cualquier punto dentro de la bomba caiga a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Siempre se debe tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para hacer que el líquido llegue al impulsor y contrarreste las pérdidas entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor

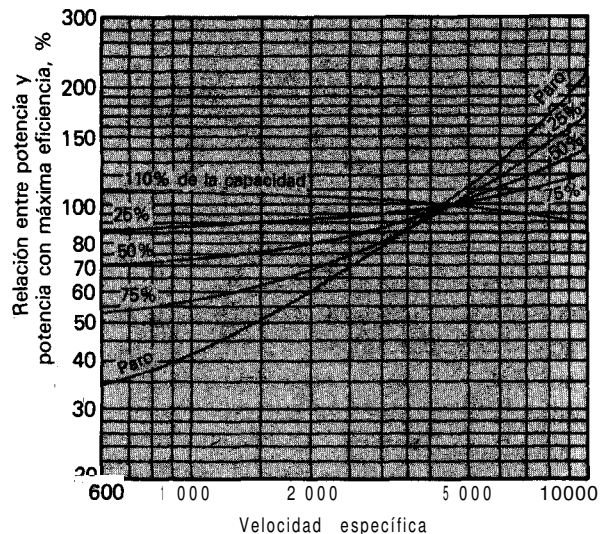


Fig. 12 Variación en los valores de potencia en bombas Centrífugas de succión sencilla

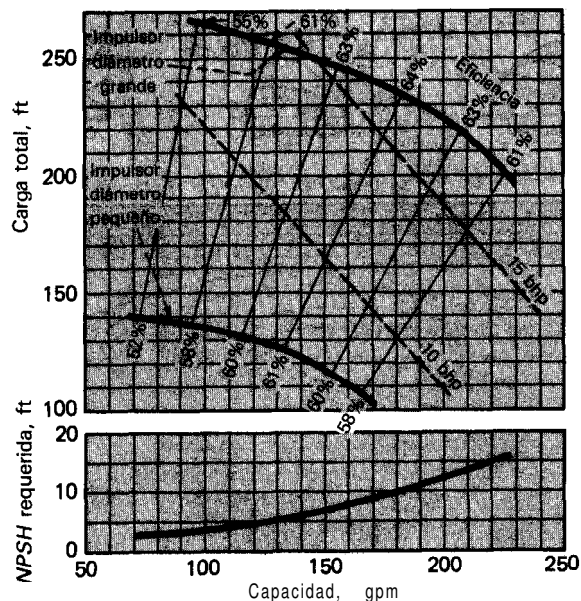


Fig. 13 Curvas de clasificación para una bomba centrífuga típica

de la bomba. En este lugar, los álabes del impulsor aplican más energía al líquido.

El rendimiento de la bomba se suele presentar con curvas (Fig. 14) y la curva de carga contra capacidad se traza a una velocidad fija. Las curvas también indican el caballaje al freno requerido con diversos caudales y la eficiencia correspondiente.

Una característica adicional de la bomba es la $(NPSH)_A$. Es la energía, en ft de carga de líquido que se necesita en la succión de la bomba por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad dada a una velocidad dada.

Los cambios en la $(NPSH)_A$ no alteran el rendimiento de la bomba siempre y cuando la $(NPSH)_A$ sea mayor que la $(NPSH)_R$.

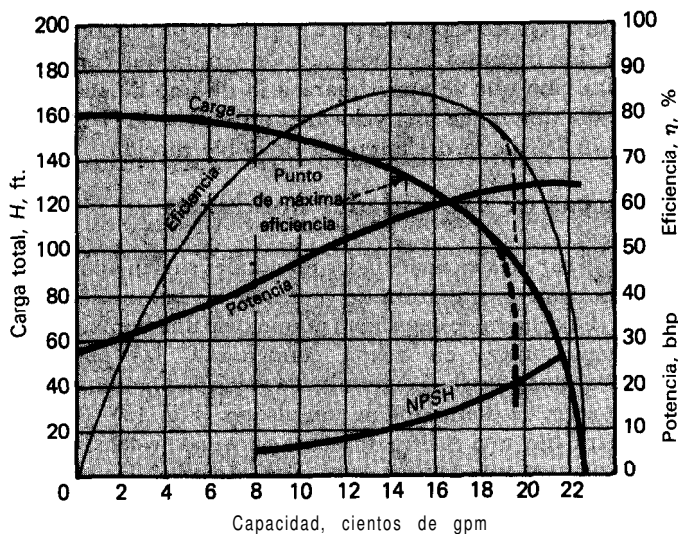


Fig. 14 Características de rendimiento de una bomba centrífuga

Sin embargo, cuando la $(NPSH)_A$ cae por debajo del valor de $(NPSH)_R$, la bomba empieza a tener cavitación y pierde eficiencia (Fig. 14). Las características con línea continua son los valores de $(NPSH)_A$ que exceden de la $(NPSH)_R$. Si la $(NPSH)_A$ cae a menos de la $(NPSH)_R$, por ejemplo si a 1 800 gpm la $(NPSH)_A$ es menor de 17 ft, empieza la cavitación y la bomba produce menos carga. Cuando hay una reducción adicional en la carga, hay cierto aumento en la capacidad hasta llegar a unos 1 970 gpm; entonces, otra reducción en la carga no aumenta la capacidad como se indica con la curva de línea discontinua.

Carga de succión y altura de aspiración

Según se define en las normas del Hydraulic Institute, la carga de succión, h_s , es la carga estática en el tubo de succión de la bomba por encima de la línea de centros de la misma, menos todas las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia (incluso pérdidas en la entrada en el tubo de succión), más cualquier presión (un vacío es una presión negativa) que haya en el suministro de succión.

En vez de expresar la carga de succión como valor, negativo, se suele utilizar el término "altura de aspiración" cuando la bomba tiene la succión en un tanque abierto a la presión atmosférica. Dado que la altura de aspiración es una carga negativa de succión medida por debajo de la presión atmosférica, la altura total de aspiración (que también tiene el símbolo h_s) es la suma de la altura estática de aspiración medida hasta la línea de centros de la bomba y las pérdidas por carga de fricción antes definidas. (En ocasiones resulta ventajoso expresar las cargas de succión y de descarga como presión absoluta, pero suele ser más conveniente medirlas por arriba o por abajo de la presión atmosférica.)

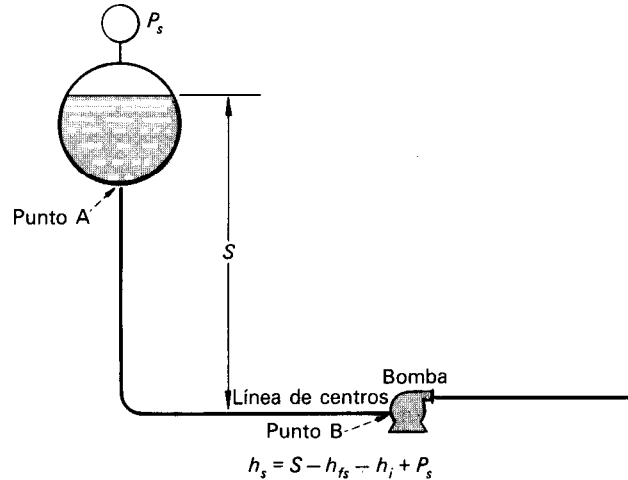
Un manómetro en el tubo de succión de una bomba, con la lectura corregida para la altura hasta la línea de centros de la bomba, mide la carga total de succión por encima de la presión atmosférica, menos la carga de velocidad en el punto de colocación. Como la altura de aspiración es una carga negativa de succión, un vacuómetro indicará la suma de la altura total de aspiración y la carga de velocidad en donde esté conectado.

En la figura 15 se ilustran las tres condiciones más comunes de suministro para succión.

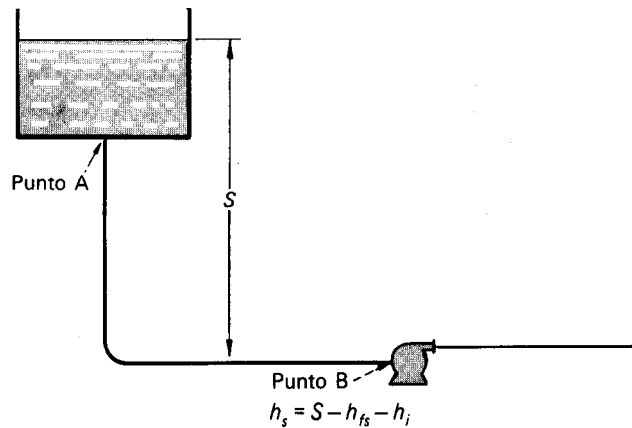
El caso 1 incluye un suministro de succión a una presión que no es la atmosférica y que está más arriba de la línea de centros de la bomba. Incluye todas las componentes de la carga de succión h_s , y si ésta se puede expresar como lectura del manómetro y P_s es un vacío parcial, el vacío expresado en pies de líquido sería una carga de presión negativa y llevaría el signo negativo. Si la presión P_s se expresa en valores de presión absoluta, h_s también estará en esos mismos valores.

El caso II incluye un suministro de succión a presión atmosférica y colocado más arriba de la línea de centros de la bomba. Dado que la carga de succión (expresada como valor manométrico) tiene un valor de P_s de cero, entonces el valor P_s se puede eliminar de la fórmula de la figura 15.

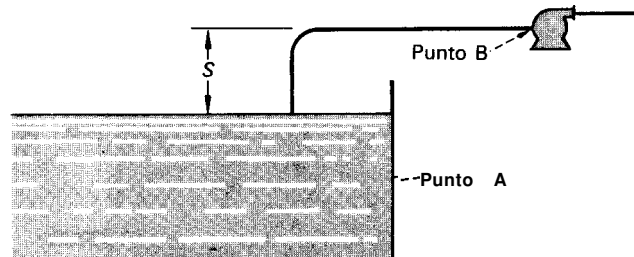
Caso I. Succión en una fuente que está a una presión que no sea la atmosférica y ubicada encima de la línea de centros de la bomba.



Caso II. Succión en una fuente que está a presión atmosférica y ubicada encima de la línea de centros de la bomba.



Caso III. Succión en una fuente que está a presión atmosférica y ubicada debajo de la línea de los centros de la bomba.

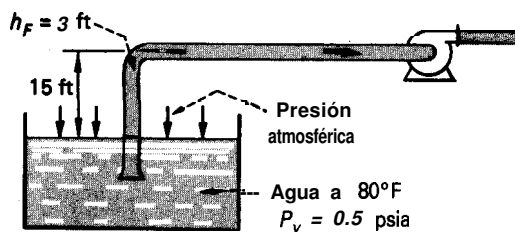


$$h_s \text{ (carga de succión)} = (-S) - h_{fs} - h_i$$

$$(-h_s \text{ (altura de aspiración)}) = S + h_{fs} + h_i$$

h_i = pérdida en la entrada en punto A
 h_{fs} = pérdida total por fricción entre punto A y punto B
 h_{vs} = carga de velocidad en punto B
 h_{sg} = (lectura del manómetro en el punto B corregida respecto a la línea de los centros de la bomba) = $h_s - P_s$
 P_s = pies de líquido

Fig. 15 Para determinar la carga de succión



$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (P_s - P_v)}{\text{sp. gr.}} + Z - h_f$$

P_s = presión sobre la superficie del líquido, psia

P_v = presión de vapor del líquido, psia

Z = carga estática, ft

h_f = pérdidas por fricción, ft

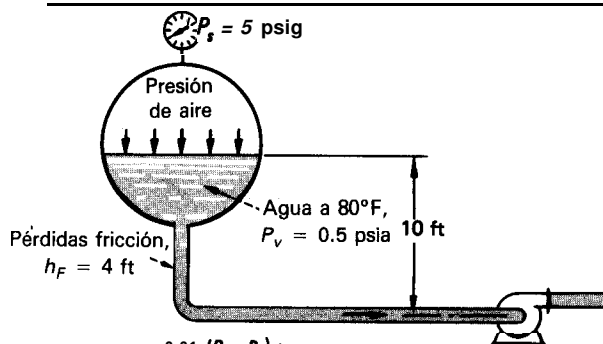
■ A nivel del mar:

$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (14.7 - 0.5)}{1.0} - 15 - 3 = 14.8 \text{ ft}$$

■ A 5 000 ft sobre el nivel del mar

$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (12.2 - 0.5)}{1.0} - 15 - 3 = 9.0 \text{ ft}$$

a. Altura de aspiración



$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (P_s - P_v)}{\text{sp. gr.}} + Z - h_f$$

P_s = presión sobre la superficie del líquido, psia

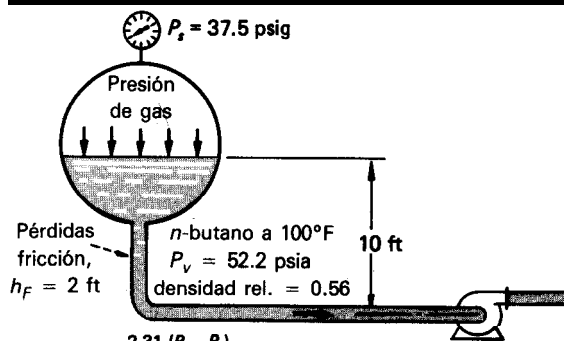
P_v = presión de vapor del líquido, psia

Z = carga estática, ft

h_f = pérdidas por fricción, ft

$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (14.7 + 5 - 0.5)}{1.0} + 10 - 4 = 50.3 \text{ ft}$$

b. Succión en un tanque a presión



$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (P_s - P_v)}{\text{sp. gr.}} + Z - h_f$$

P_s = presión sobre la superficie del líquido, psia

P_v = presión de vapor del líquido, psia

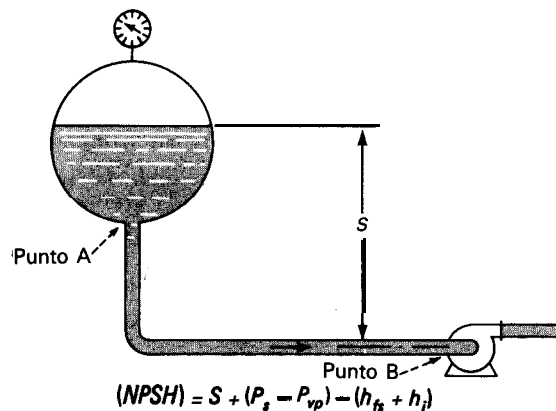
Z = carga estática, ft

h_f = pérdidas por fricción, ft

$$(NPSH)_A = \frac{(37.5 + 14.7 - 52.2)}{0.56} + 10 - 2 = 8.0 \text{ ft}$$

c. Succión con líquido a su punto de ebullición

Fig. 18 Cálculo de la carga positiva neta de succión disponible $(NPSH)_A$



$$(NPSH) = S + (P_s - P_{vp}) - (h_{fs} + h_i)$$

P_{vp} = presión de vapor del líquido a temperatura de bombeo

h_{fs} = pérdidas por fricción en tubos de succión del punto A al punto B

h_i = pérdida en la entrada en el punto A

Todas las unidades se expresan en pies o en metros

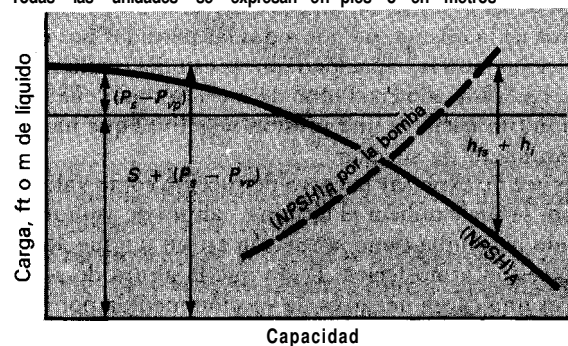


Fig. 17 La $NPSH$ disponible y la requerida varían con la capacidad

El caso III incluye un suministro de succión a presión atmosférica colocado más abajo de la línea de centros de la bomba. Es opcional el que la carga de succión se exprese como carga negativa de succión o con valor positivo como altura de aspiración. Debido a que la fuente de suministro está más abajo de la línea de centros de la bomba (que es la línea de referencia), S es un valor negativo. La fórmula para la altura de aspiración es la misma que para la carga de succión excepto que ambos lados se han multiplicado por (-1) . Un vacuómetro conectado en la brida de succión de la bomba y corregido para la línea de centros de la bomba registrará vacío parcial o sea presión negativa.

Para determinar la carga de succión, es necesario sumar la carga de velocidad a esta presión negativa en forma algebraica o, si se desea trabajar en términos de un vacío, la carga de velocidad se debe restar del vacío para obtener la altura de aspiración.

Por ejemplo, si el manómetro conectado en el lado de succión de una bomba con tubo de 6 in y con capacidad de 1 000 gpm de agua fría tuviera la indicación de 6 in de Hg (equivalente a 6.8 ft de agua), la carga de velocidad en el punto de conexión del manómetro sería 2.0 ft de agua y la carga de succión sería de $-6.8 + 2.0$ o sea -4.8 ft de agua o la altura de aspiración sería de $6.8 - 2.0$ o 4.8 ft de agua.

Carga neta positiva de succión

El empleo de los términos “altura de aspiración permisible” o “carga de succión requerida”, tiene serios inconvenientes. Sólo se pueden aplicar para agua, porque indican la energía de la presión barométrica expresada en ft de agua. Los cambios en la presión barométrica, sean por la diferencia en altitud o por el clima, modifican los valores de estos términos. Los cambios en la temperatura de bombeo también influyen porque alteran la presión de vapor del líquido.

Por esta razón, todas las referencias a las condiciones de succión se hacen con la carga neta positiva de succión $(NPSH)_A$, por arriba de la presión de vapor del líquido.

La carga de succión y la presión de vapor se deben expresar en ft del líquido que se maneja y ambas en unidades de presión manométrica o absoluta. Una bomba que maneje agua a 62°F (presión de vapor de 0.6 ft) al nivel del mar con una altura total de aspiración de 0 ft tiene una $NPSH$ de $33.9 - 0.6 = 33$ ft, mientras que una que funcione con una altura total de aspiración de 15 ft, tiene una $NPSH$ de $33.9 - 0.6 - 15$ o sea 18.3 ft.

Una bomba que funcione con altura de aspiración manejará cierta capacidad máxima de agua fría sin que haya cavitación. La $(NPSH)_A$ o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión es la presión atmosférica menos la suma de la altura de aspiración y la presión de vapor del agua. Para manejar la misma capacidad con otro líquido, se debe tener disponible la misma cantidad de energía en la boquilla de succión. Por tanto, para un líquido en ebullición o sea una presión equivalente a la presión de vapor correspondiente a su temperatura, esta energía debe ser siempre carga positiva. Si el líquido está a menos de su punto de ebullición, se reduce la carga de succión requerida en razón de la diferencia entre la presión que hay en el líquido y la presión de vapor correspondiente a la temperatura.

Es necesario distinguir entre la carga neta positiva de succión disponible $(NPSH)_A$ y la requerida, $(NPSH)_R$. La primera, que es una característica del sistema en que se emplea la bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente y la presión de vapor a la temperatura prevaleciente. La $(NPSH)_R$, que es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor.

La forma en que se debe calcular la $(NPSH)_A$ a una capacidad dada para 1) una instalación típica con altura de aspiración; 2) una bomba que tiene la succión en un tanque, y 3) una bomba que maneja líquido en su punto de ebullición, se demuestra en la figura 16.

Tanto la $(NPSH)_A$ como la $(NPSH)_R$ varían según la capacidad (Fig. 17). Con una presión estática o diferencia en elevación dadas en el lado de succión de una bomba centrífuga, la $(NPSH)_A$ se reduce cuando hay caudales grandes, debido a las pérdidas por fricción en el tubo de succión. Por otra parte, ya que la $(NPSH)_R$ es función de las velocidades en los conductos de succión de la bomba y en la entrada al impulsor, aumenta en razón directa con el cuadrado de su capacidad.

Hay muchos factores como el diámetro del ojo, superficie para succión en el impulsor, configuración y número de álabes del impulsor, superficie entre los álabes, diámetro del eje y del cubo del impulsor, velocidad específica del impulsor y la configuración de los conductos de succión, que intervienen en una u otra forma en la determinación de la $(NPSH)_R$. Los diseñadores pueden utilizar diferentes métodos para producir un impulsor de funcionamiento satisfactorio con un valor específico de $(NPSH)_R$. Por ello, no se recomienda que los usuarios traten de calcular la $(NPSH)_R$ con base en el conocimiento de sólo uno o dos de esos factores. Deben basar su selección en los datos suministrados por los fabricantes.

Limitaciones de la velocidad específica y de la succión

El Hydraulic Institute¹ ha publicado gráficas de límites de velocidad específica para diversos tipos de bombas:

- Doble succión
- Succión sencilla con el eje en el ojo del impulsor
- Succión sencilla con impulsor sujeto por la parte superior
- Succión sencilla, con flujo mixto y axial
- Para agua caliente, succión sencilla y doble
- Bombas para condensado con el eje en el ojo del impulsor

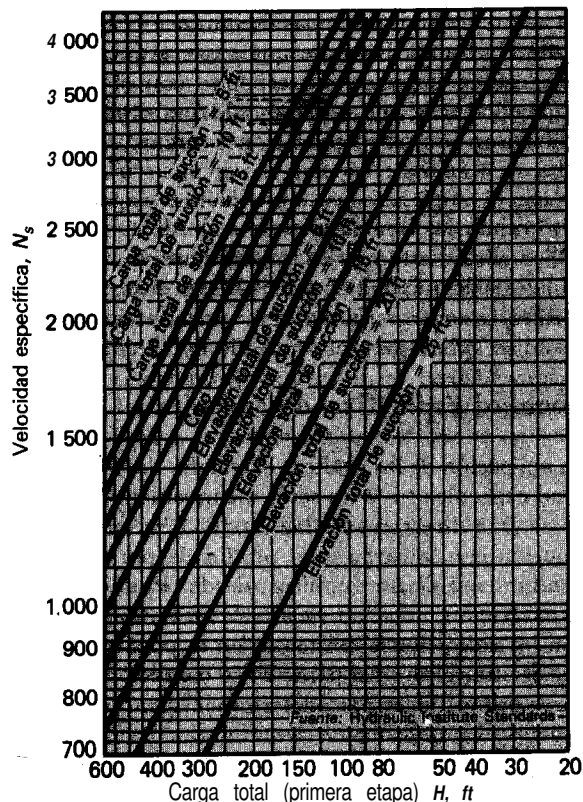


Fig. 18 Límites de velocidad específica para bombas de succión sencilla con impulsor suspendido

En la figura 18 se presenta una de esas gráficas que incluye los límites de velocidad específica para bombas de succión sencilla, con impulsor sujeto por la parte superior **como** en las bombas norma ANSI.

Se debe recordar que estas gráficas son totalmente empíricas. Al utilizarlas se debe tener en cuenta que las bombas construidas para los límites permitidos no son, por necesidad, las mejores para el servicio a que se destinan y que una bomba del tipo con menor velocidad específica podría ser más económica.

También se debe tener en cuenta que el diseño de cada bomba controla la aplicación del límite de velocidad específica para condiciones de carga y succión máximas. Por ejemplo, la velocidad específica máxima recomendada para una bomba de una etapa y de doble succión, es de 1 990 para una carga total de 200 ft y altura de aspiración de 15 ft. Esto no quiere decir que todas las bombas de una etapa y de doble succión, con velocidad específica de 1 990, sean adecuadas para funcionar a velocidades que las hagan producir una carga total de 200 ft, a su máxima eficiencia, ni tampoco que la bomba, si es adecuada para trabajar con una carga total de 200 ft, al probarla, se encuentre que sólo puede trabajar con una altura de aspiración máxima de 15 ft.

Estas gráficas sólo se destinan a indicar la velocidad máxima relativa para la cual, por experiencia, se puede diseñar una bomba centrífuga con una seguridad de funcionamiento razonable y adecuado en la combinación de condiciones de funcionamiento. Las gráficas de limitación de succión del Hydraulic Institute se deben considerar como orientación.

No hay nada en las gráficas de limitaciones de la succión del Hydraulic Institute que sugiera que la velocidad específica indicada corresponde con el punto de máxima eficiencia; empero, eso es lo que se pretende. Si se utiliza una bomba en condiciones cercanas a su capacidad a su máxima eficiencia, no se incurriría en error grave con el empleo de las condiciones de capacidad para determinar las limitaciones de acuerdo con las gráficas. Por otra parte, si las condiciones de capacidad nominales y de máxima eficiencia tienen diferencias considerables, se encontraría que la recomendación de la gráfica sólo se aplica para el punto de máxima eficiencia.

Velocidad específica de succión

La aplicación de las gráficas originales de límite de velocidad específica tuvo un serio inconveniente, es decir, se enlazaban directamente las condiciones satisfactorias de succión con la carga total producida por la bomba. El rendimiento de un impulsor, desde el punto de vista de la cavitación, no se puede alterar en forma importante con las condiciones existentes en la periferia de descarga del impulsor. Empero, estas condiciones son los factores primordiales para determinar la carga total que producirá el impulsor.

En otras palabras, si un impulsor tiene determinadas características de succión, la reducción de su diámetro dentro de límites razonables y, por ello, la reducción de su carga, no influirían en su capacidad de succión. Dado que se cambia la carga total H , una interpretación es-

tricta de las gráficas de límite de velocidad específica indicaría que, salvo que se altere en proporción de altura de aspiración, se debe cambiar la velocidad específica máxima permisible.

Esta incongruencia se resolvió al crear el concepto de velocidad específica de succión. Es en esencia un número índice, que describe las características de succión de un impulsor dado y se define como:

$$S = \frac{n\sqrt{Q}}{(h_s)^{3/4}} \quad (6)$$

en donde: S = velocidad específica de succión; n = velocidad de rotación, rpm; Q = flujo, gpm (con impulsores de succión sencilla, Q es el flujo total; con impulsores de succión doble, Q es la mitad del flujo total); h_s = $(NPSH)_R$ requerida, ft.

Se han modificado varias veces las gráficas de límite de velocidad específica (Fig. 18) porque originalmente se adoptaron como lineamiento para las condiciones de succión de las bombas centrífugas. Pero todavía están basadas en el concepto erróneo de que la carga total producida por la bomba interviene en la determinación de la velocidad de rotación máxima permisible para un grupo dado de condiciones de succión, a pesar de que se ha reconocido el concepto de la velocidad específica en las normas del Hydraulic Institute. Las gráficas en esas normas están basadas en valores de S que van de 7 480 a 10 690 y varían en cada gráfica y de una gráfica a otra. Ya se han revisado y simplificado las gráficas para facilitar su uso, con lo cual serán semejantes a la gráfica para bombas para agua caliente (Fig. 19) en la cual se puede leer directamente la $(NPSH)_R$ para cualquier flujo dado a diversas velocidades.

Cavitación y rendimiento de la bomba

La cavitación ocurre cuando la presión absoluta dentro de un impulsor cae por abajo de la presión de vapor

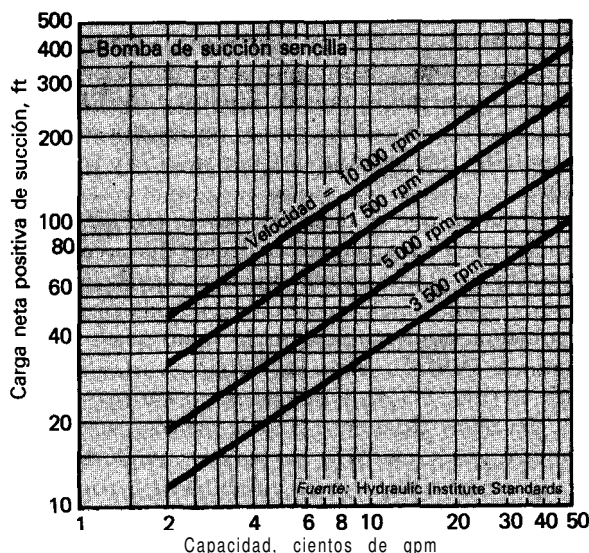


Fig. 19 Carga neta positiva de succión requerida en bombas centrífugas para agua caliente

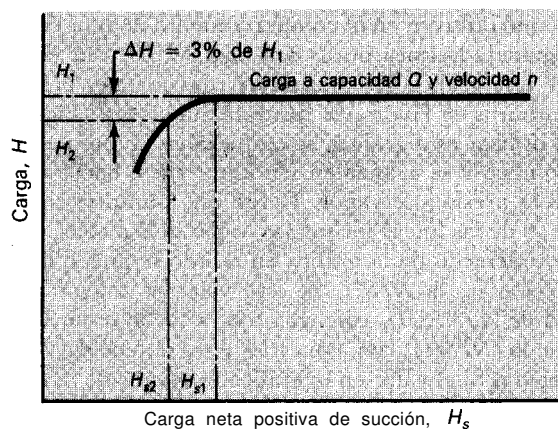


Fig. 20 Datos de prueba trazados para mostrar pruebas de cavitación

del líquido y se forman burbujas de vapor. Éstas se contraen más adelante en los álabes del impulsor cuando llegan a una región de presión más alta. La $(NPSH)_R$ mínima para una capacidad y velocidad dadas de la bomba se define como la diferencia entre la carga absoluta de succión y la presión de vapor del líquido bombeado a la temperatura de bombeo y que es necesaria para evitar la cavitación.

La cavitación de la bomba se nota cuando hay una o más de las siguientes señales: ruido, vibración, caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia y, con el paso del tiempo, por los daños en el impulsor por picadura y erosión. Como todas estas señales son inexactas, se hizo necesario aplicar ciertas reglas básicas para establecer cierta uniformidad en la detección de la cavitación.

La $NPSH$ mínima se determina con una prueba en la cual se miden tanto la carga total como la eficiencia a velocidad y capacidad dadas en condiciones de $NPSH$ variable. Los resultados de esa prueba se presentan en una forma similar a la de la figura 20. Con los valores altos de $NPSH$, la carga y la eficiencia permanecen constantes. Cuando se reduce la $NPSH$ se llega a un punto en el cual se rompen las curvas e indican el menoscabo en el rendimiento de la bomba ocasionado por la cavitación. Es difícil señalar con precisión el valor exacto de $NPSH$ al cual se inicia la cavitación. Para la velocidad y capacidad particulares que se prueban, la $NPSH$ que produzca una caída de 3% en la carga se determina como la $(NPSH)_R$ mínima.

Las pruebas de $NPSH$ en las bombas centrífugas se suelen efectuar con agua fría. Las curvas de las normas del Hydraulic Institute y las curvas de especificaciones de los fabricantes indican la $(NPSH)_R$ para agua fría. Es decir, se podría suponer que la $(NPSH)_R$ en una bomba centrífuga para un funcionamiento satisfactorio es independiente de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo; esto no ocurre en la realidad.

Las pruebas de laboratorio y de campo con bombas que manejan una gran variedad de líquidos y en muchas gamas de temperaturas, siempre han indicado que la $(NPSH)_R$ para una capacidad dada y con una bomba da-

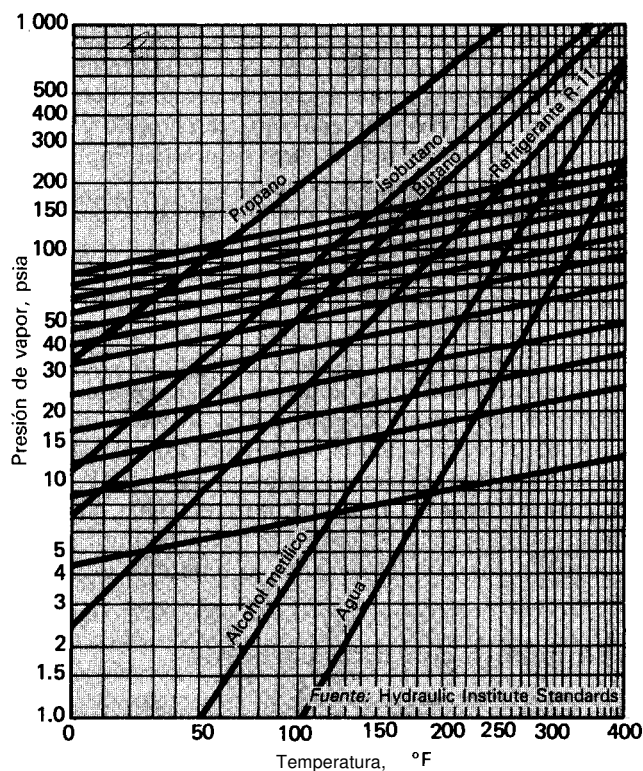


Fig. 21 Reducción en la carga neta positiva de succión en bombas que manejan hidrocarburos líquidos

da, al parecer tiene variaciones apreciables. Por ejemplo, la $(NPSH)_R$ cuando se manejan hidrocarburos suele ser mucho menor que cuando se maneja agua fría. Incluso cuando se bombea agua, hay pruebas de que la $(NPSH)_R$ disminuye cuando se sube la temperatura del agua.

Se ha determinado que la reducción en la $(NPSH)_R$ debe ser función de la presión de vapor y de las características del líquido que maneja la bomba. Se consideró que se podrían establecer reglas para predecir el efecto de las características del líquido sobre la $(NPSH)_R$.

El Hydraulic Institute ya ha incluido esas reglas en sus normas y se examinarán; pero antes, se debe considerar el efecto de la temperatura en la $(NPSH)_R$ para agua, pues ayudará a entender mejor los efectos de otros líquidos.

Rendimiento con agua

Se ha observado que parece ser que las bombas que manejan agua caliente requieren una $(NPSH)_R$ más baja que con agua fría. La teoría en que se basa este efecto es sencilla, pero no se va a comentar en detalle. Se funda en el hecho de que puede ocurrir una cavitación suave y parcial en una bomba sin causar efectos muy perjudiciales.

El grado de interferencia con el funcionamiento correcto de la bomba producido por una cavitación pequeña tendrá una relación definitiva con la temperatura del líquido que se maneja. Cuando se dice que una bomba

tiene cavitación, significa que en algún lugar dentro de la bomba la presión ha caído por abajo de la presión de vapor del líquido a la temperatura prevaleciente. Por tanto, se vaporizará una pequeña parte del líquido y este vapor ocupará mucho más espacio dentro del impulsor que la masa equivalente de líquido.

Si la bomba maneja agua a temperaturas normales, el volumen de una burbuja de vapor es mucho más grande que el volumen de la cantidad original de agua. Por ejemplo, a 50°F, una libra de agua ocupa 0.016 ft³, mientras que el vapor a la misma temperatura ocupa 2 441 ft³. La razón entre los dos volúmenes es 152 500, pero disminuye conforme aumenta la temperatura. A 212°F, una libra de agua ocupa 0.0167 ft³ y una de vapor, 26.81 ft³, con lo cual la razón entre los volúmenes es de sólo 1 605, o sea cien veces menor que a 50°F. Por ello, cuanto mayor sea la temperatura del agua, mayor será la reducción en la $NPSH$ que se puede permitir para la misma intensidad del efecto en el rendimiento de la bomba.

Rendimiento con hidrocarburos

Las bombas utilizadas para hidrocarburos suelen imponer limitaciones en la $NPSH$ disponible. Por otra parte, se encontró que las variaciones entre la $(NPSH)$, cuando se manejan hidrocarburos y cuando se maneja agua, solían ser favorables. Estas circunstancias indujeron a los diseñadores de bombas y de refinerías a enfocar sus esfuerzos hacia un mejor entendimiento de los fenómenos y a implantar reglas que se pudieran aplicar a la predicción de los efectos de cualesquiera características especiales de un líquido en la $(NPSH)_R$ en cualquier bomba centrífuga.

Al principio, se creyó que estas variaciones no existían y que se iban a usar las presiones de vapor o presiones de "punto de burbujeo" reales para el cálculo de la $NPSH$ de prueba, desaparecerían las discrepancias y habría correlación completa con los datos de la prueba de cavitación con agua. No obstante, se utilizaron correcciones para los hidrocarburos como cuestión de política más bien que basadas en teorías aceptadas. Se creyó que una $NPSH$ reducida para servicio con hidrocarburos se podría justificar por lo siguiente:

1. Las especificaciones de las empresas petroleras, por lo general, requerían máxima capacidad y carga con mínima $NPSH$. En la práctica, era poco probable la aplicación simultánea de estos dos requisitos. Existen ciertas condiciones en los campos que son de autorregulación, por ejemplo: la baja capacidad ocurre con $NPSH$ baja como resultado de la disminución del flujo en el sistema. En estas condiciones, aunque caiga la capacidad de la bomba, se aumenta la $NPSH$ y en un momento dado se llega al equilibrio.

2. La cavitación con los hidrocarburos no fue tan severa como con el agua, es decir la curva de carga-capacidad no se interrumpe en forma súbita porque a) sólo las fracciones más ligeras serán las primeras que hiervan y b) el volumen específico de los vapores de hidrocarburos es muy pequeño por comparación con el vapor de agua.

Por supuesto, esto no es todo. Hay muchos otros factores que influyen en el comportamiento de una bomba que maneja hidrocarburos con baja $NPSH$. Por ello ya existe una gráfica actualizada de conversiones para hidrocarburos en Hydraulic Institute Standards' (Fig. 21). Para utilizar esta gráfica, se empieza en la temperatura de bombeo y se avanza en sentido vertical hacia arriba hasta la presión de vapor. Desde este punto se sigue a lo largo de las líneas inclinadas, o paralelo a ellas, hasta el lado derecho de la gráfica en donde se puede leer la reducción en la $NPSH$. Si este valor es mayor de la mitad de la $(NPSH)_R$ con agua fría, se debe restar la mitad de la $(NPSH)_R$ con agua fría, para obtener la $NPSH$ corregida. Si el valor en la gráfica es menor de la mitad que la $NPSH$ con agua fría, se debe restar de ella para obtener la $(NPSH)$, corregida.

Por la carencia de datos que demuestren reducciones de $NPSH$ mayores de 10 ft, esta gráfica tiene esa limitación. No se recomienda extrapolar más allá de ese punto.

Las normas del Hydraulic Institute incluyen advertencias relacionadas con el efecto del aire o gases arrastrados, que pueden ocasionar graves alteraciones en la curva de carga y capacidad, eficiencia y capacidades de succión, aunque haya porcentajes pequeños de aire o gas.

Queda fuera del alcance de esta publicación un análisis exhaustivo de los fenómenos que ocurren en una bomba que maneja hidrocarburos. En el mejor de los casos ese análisis sería materia de discusión, porque todavía hay opiniones muy contradictorias respecto a lo que ocurre.

Es preferible utilizar el factor de corrección para la reducción en la $NPSH$ como factor adicional de seguridad, en vez de un "permiso" para reducir la $(NPSH)_A$. Esta es la opinión personal del autor, pero la comparten muchos especialistas en maquinaria rotatoria de empresas petroleras y petroquímicas.

Condiciones inadecuadas en la succión

Cuando un sistema tiene insuficiente $(NPSH)_A$ para una selección óptima de la bomba, hay varias formas de enfrentarse a este problema. Se pueden encontrar medios para aumentar la $(NPSH)_A$ o bien reducir la $(NPSH)$, o ambas cosas.

Para aumentar la $(NPSH)_A$ se puede:

1. Subir el nivel del líquido
 2. Bajar la bomba
 3. Reducir las pérdidas por fricción en los tubos de succión
 4. Utilizar una bomba reforzadora
 5. Subenfriar el líquido
- Para reducir la $(NPSH)_R$ se puede emplear:
6. Velocidades más bajas
 7. Impulsor de doble succión
 8. Ojo del impulsor más grande
 9. Una bomba de tamaño más grande
 10. Inductores colocados ante los impulsores convencionales
 11. Varias bombas más pequeñas en paralelo

Cada uno de estos métodos tiene ventajas y desventajas. Se hará un examen y evaluación individuales de cada método.

1. *Subir el nivel del líquido.* A primera vista, parece la solución más sencilla, salvo que no resulte práctica porque: a) el nivel del líquido sea fijo, como en un río, un estanque o un lago; b) la cantidad a la que hay que subir el nivel sea totalmente impráctica, o c) el costo de subir un tanque o una torre de fraccionamiento sea excesivo. A menudo se encontrará que unos cuantos pies más permitirán seleccionar una bomba menos costosa o más eficiente y el ahorro en el costo inicial, energía o mantenimiento compensará los costos adicionales.

2. *Bajar la bomba.* Igual que en el caso de subir el nivel del líquido, el costo de poner la bomba más abajo no sería prohibitivo como se podría creer, porque permitiría seleccionar una bomba de velocidad más alta, menos costosa y más eficiente. Un método alternativo sería emplear una bomba vertical con el impulsor debajo del nivel del suelo.

El costo de esta solución es que los cojinetes de la bomba se deben lubricar con el líquido que se maneja. Aunque ya hay tipos y materiales de cojinetes para esa finalidad, se debe tener en cuenta que la duración de la bomba no se puede comparar con la obtenible con cojinetes externos lubricados con grasa o aceite. Por tanto, se deben esperar reacondicionamientos a intervalos más cortos.

3. *Reducir las pérdidas por fricción en los tubos de succión.* Esto se recomienda en todos los casos y su costo se recuperará por las condiciones mejoradas en la succión y los ahorros de energía.

4. *Utilizar una bomba reforzadora.* Esta solución es muy eficaz para las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles más altas producirán ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como mayor eficiencia y, a menudo, menor número de etapas, que dan mayor confiabilidad. La bomba reforzadora puede ser de una etapa, de baja velocidad y baja carga.

5. *Subenfriar el líquido.* Este método incrementa la $(NPSH)_A$ porque reduce la presión de vapor del líquido que se bombea. Se logra con facilidad con la inyección del líquido tomado en algún punto en la corriente en que esté a temperatura más baja. En muchos casos, en particular con altas temperaturas de bombeo, la cantidad de líquido inyectado es muy pequeña. Por ejemplo, si se bombea agua a 325°F, la inyección de sólo 4% de agua a 175°F subenfriará el caudal al grado de que la $(NPSH)_A$ habrá aumentado en 20 ft.

6. *Emplear velocidades más bajas.* Una vez que se selecciona un valor razonable de velocidad específica de succión, está claro que cuanto más baja sea la velocidad de la bomba, menor será la $(NPSH)_R$. El problema es que la bomba de baja velocidad será más costosa y menos eficiente que una de alta velocidad para el mismo servicio. Por tanto, la baja velocidad de la bomba rara vez será más económica.

7. *Emplear un impulsor de doble succión.* Esta solución es la más deseable, en particular para grandes capacidades, si está disponible un impulsor de doble succión para las condiciones deseadas de servicio. Se basa en lo siguiente:

Si se selecciona el mismo valor de S para impulsores de succión sencilla y doble, de modo que:

$$S = \frac{n_1(Q_1)^{1/2}}{(H_{sr1})^{3/4}} = \frac{n_2(Q_2)^{1/2}}{(H_{sr2})^{3/4}} \quad (7)$$

en donde el subíndice 1 es para impulsor de succión sencilla y el subíndice 2 para el impulsor de doble succión.

Dado que $Q_2 = Q_1/2$ se puede suponer primero que:

$$n_2 = n_1 \quad (8)$$

en cuyo caso $H_{sr2} = 0.63 H_{sr1}$ o sea:

$$H_{sr2} = H_{sr1} \quad (9)$$

en cuyo caso, $n_2 = 1.414n_1$.

Si se mantiene la misma velocidad de la bomba en ambos casos, como en la ecuación (8) se puede reducir la $(NPSH)_R$ en 27% si se utiliza impulsor de doble succión. Como opción, con una $(NPSH)_R$ dada como se indica en la ecuación (9) se puede hacer funcionar una bomba de doble succión a una velocidad 41.4% más alta.

8. *Emplear un ojo del impulsor más grande.* Esta solución reduce la $(NPSH)$, porque disminuye las velocidades de entrada al impulsor. Estas velocidades bajas pueden tener muy poco efecto en el rendimiento de la bomba en su punto de máxima eficiencia o cerca del mismo. Pero cuando esas bombas funcionan con capacidad parcial, puede ocurrir funcionamiento ruidoso, borbotos hidráulicos, y desgaste prematuro. Este problema se comentará con mayor amplitud más adelante. De momento, baste decir que es un procedimiento peligroso y se debe evitar si es posible.

9. *Emplear una bomba de tamaño más grande.* Debido a que la $(NPSH)_R$ requerida por la bomba se reduce conforme disminuye la capacidad, a veces se selecciona una bomba más grande de lo necesario para ese servicio; este método tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables. En el mejor caso, hay el inconveniente de

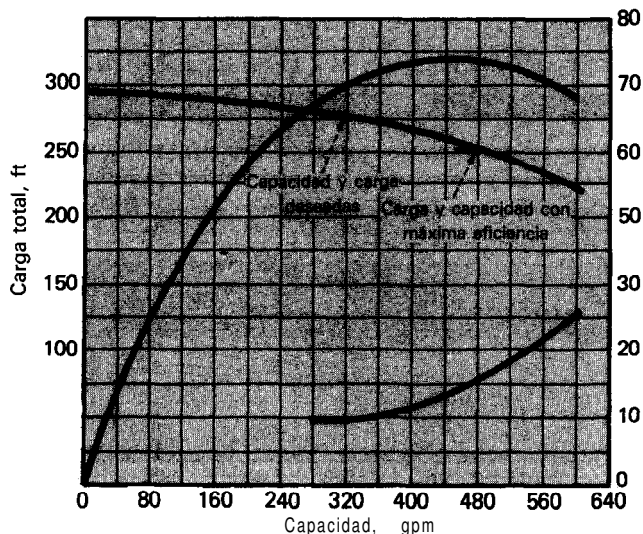


Fig. 22 Efecto del tamaño excesivo de una bomba

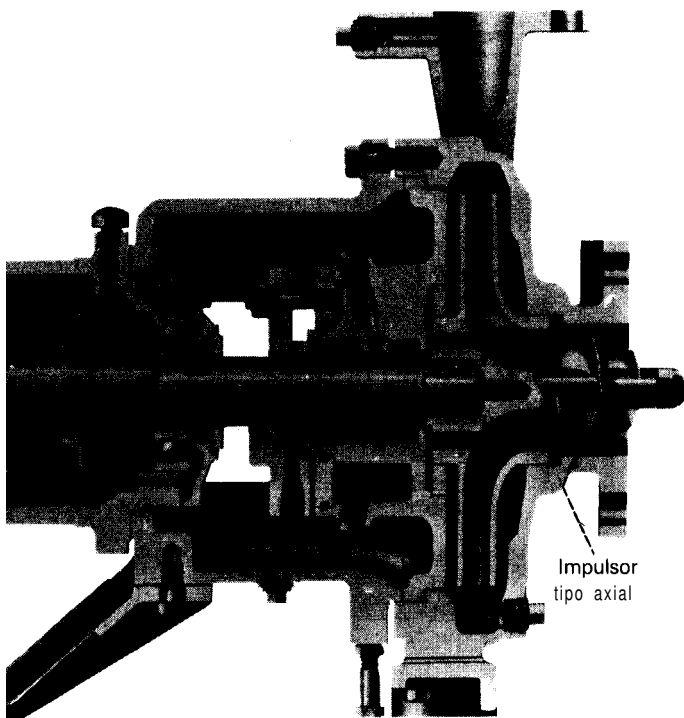


Fig. 23 El inductor reduce las necesidades de *NPSH* en las bombas centrífugas

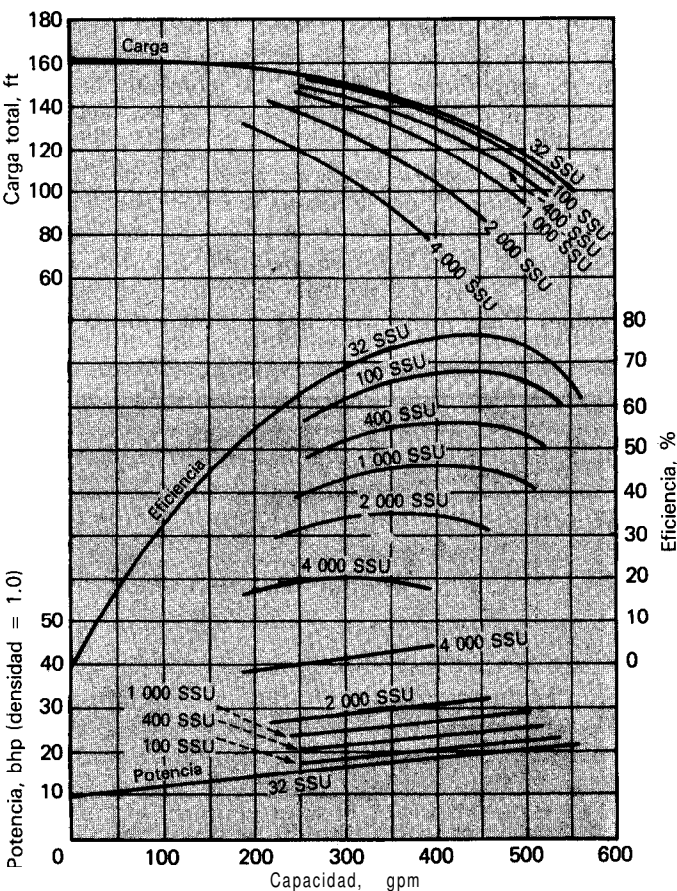


Fig. 24 La viscosidad del líquido influye en el rendimiento de las bombas centrífugas

una bomba más costosa que funciona con menos eficiencia de la que se podría haber obtenido en otra forma (Fig. 22). En el peor de los casos, el funcionamiento con un porcentaje más bajo del suyo con máxima eficiencia producirá los mismos problemas que el empleo de ojos de impulsor más grandes.

10. *Emplear un inductor.* Un inductor es un impulsor axial, de baja carga, con pocos álabes que se coloca delante del impulsor convencional (Fig. 23). Por su diseño, requiere mucha menos *NPSH* que un impulsor convencional y se puede emplear para disminuir la (*NPSH*), o hacer funcionar la bomba a mayor velocidad con una (*NPSH*), dada.

El inductor es una respuesta adecuada en muchas situaciones, pero hay que tener cuidado para utilizarlo, porque los límites permisibles de funcionamiento de bombas con inductores son menores que con impulsores convencionales.

11. *Emplear varias bombas más pequeñas en paralelo.* Por supuesto, las bombas pequeñas requieren valores más bajos de *NPSH*. Aunque parezca ser una solución costosa, no siempre es así. En muchos casos, tres bombas de la mitad de la capacidad, con una para reserva, no suelen costar más que una bomba para toda la capacidad más la de reserva. En realidad, se pueden instalar dos bombas de la mitad de la capacidad sin una para reserva, porque todavía se puede manejar la carga parcial si una bomba está temporalmente fuera de servicio. Además, si la demanda tiene muchas variaciones, la operación de una sola bomba cuando hay carga ligera ahorrará energía, como se verá más adelante.

Viscosidad y gases arrastrados

Ya se dijo que el rendimiento de la bomba es independiente de las características del líquido que se maneja, con la salvedad de que la viscosidad del líquido influye en el rendimiento. Esto se debe a que dos de las principales pérdidas en una bomba centrífuga las ocasionan la fricción del líquido y la fricción de disco, y varían según la viscosidad del líquido, por lo cual tanto la capacidad de carga como la salida mecánica difieren de los valores que tienen cuando se bombea agua.

En la figura 24 se ilustra el rendimiento de una bomba probada, primero, con agua (viscosidad = 32 Segundos Saybolt Universales o SSU) y luego con una serie de líquidos con viscosidades entre 100 y 4 000 SSU. Se apreciará que para el momento en que la viscosidad llega a 2 000 SSU, el rendimiento de la bomba se habrá reducido a tal grado que una bomba de desplazamiento positivo resultaría más económica para esa aplicación.

No es necesario un comentario a fondo del efecto de la viscosidad sobre el flujo de líquidos. Sin embargo, todos los factores de corrección para los efectos de la viscosidad en el rendimiento de la bomba se han determinado con experimentos. Las normas del Hydraulic Institute incluyen dos gráficas de uso universal para corregir los valores de capacidad, carga y eficiencia obtenidos en las pruebas de bombas con agua. Una gráfica se aplica a bombas con capacidades de 10 a 100 gpm y la otra (Fig. 25) para capacidades de 100 a 10 000 gpm. Para mayo-

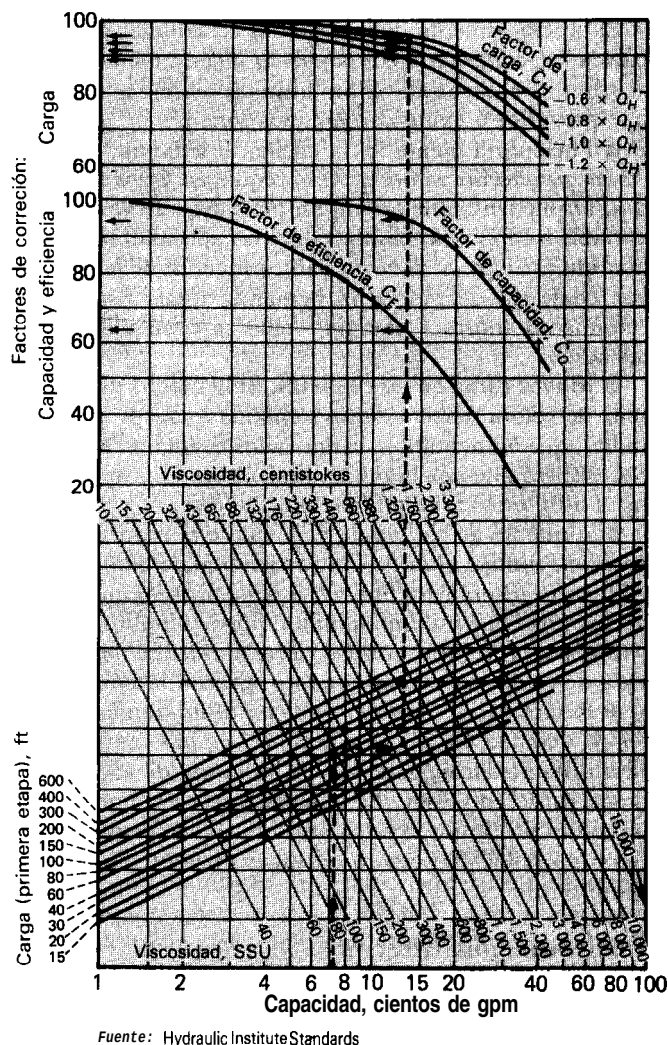


Fig. 25 Factores de corrección para líquidos viscosos

res detalles del método para aplicar estos factores de corrección a las pruebas con agua y para la selección de una bomba con rendimiento determinado con una viscosidad dada, consúltense las Normas'.

Aire o gas arrastrados

Si se deja que entren el aire o gas arrastrados en el líquido a la bomba centrífuga, éstos perjudicarán el rendimiento de la misma. La forma más frecuente en que el aire entra a la succión de la bomba es por la formación de vórtices o remolinos en la superficie libre del líquido. A veces, el aire se infiltra a la bomba por el prensaestopas si no está bien sellado. La cantidad de aire o gas que puede manejar la bomba sin peligro es de 0.5 % en volumen (medida en las condiciones de succión). Si se aumenta esa cantidad al 6% el efecto es casi desastroso, como se puede ver en la curva típica de la figura 26. La línea discontinua indica la capacidad mínima a la cual se puede operar la bomba y la razón de ello es que si se reduce la capacidad de la bomba más de lo indicado, ya no puede haber expulsión parcial del aire o gas por la descarga y la bomba trabaja con un exceso de aire.

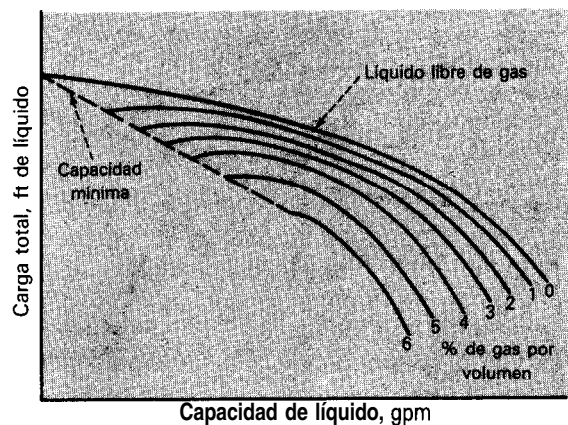


Fig. 26 El aire o gas atrapados reducen el rendimiento de las bombas centrífugas

Funcionamiento en condiciones que no son de diseño

En teoría, mientras la $(NPSH)_R$ sea mayor que la $(NPSH)_R$, una bomba centrífuga puede trabajar en una amplia gama de capacidades. Como se explicó, la capacidad exacta de funcionamiento se determina en la intersección de la curva de capacidad-carga de la bomba con la curva de carga del sistema. Esta capacidad de funcionamiento sólo se puede cambiar si se alteran una o ambas curvas: la variación de la velocidad de la bomba alterará la curva de carga-capacidad; si se estrangula la descarga, se alterará la curva de carga del sistema.

A cualquier velocidad dada, el rendimiento de una bomba centrífuga sólo será óptimo en un punto de su capacidad, o sea a la cual la curva de eficiencia llega a su máximo. Con todos los demás flujos, la configuración del impulsor y de la carcasa no permiten un patrón ideal de flujo. Por tanto, la definición de condiciones que no son de diseño puede ser para cualesquiera condiciones cuando se requiere que la bomba entregue flujos superiores o inferiores a su capacidad en su punto de máxima eficiencia.

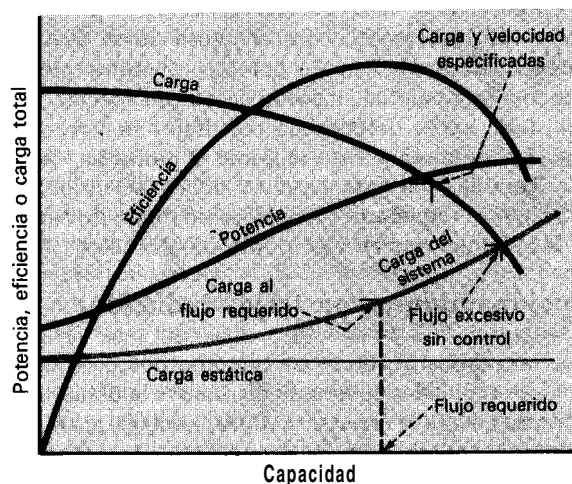


Fig. 27 Una bomba de tamaño muy grande produce exceso de capacidad

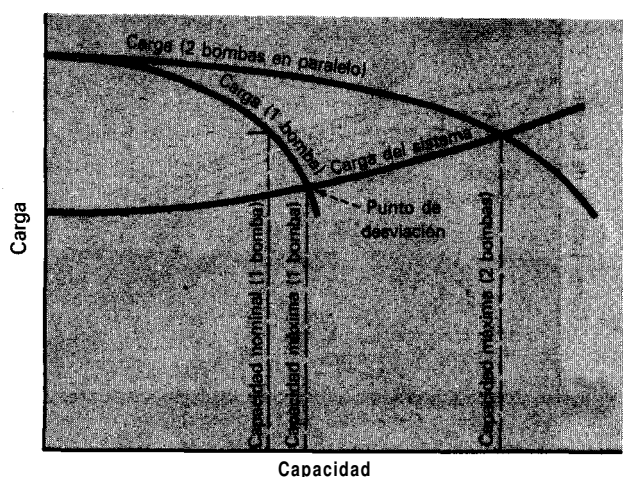


Fig. 28 Uso en paralelo de dos bombas o de una -

Funcionamiento con flujos grandes

Hay dos circunstancias que pueden hacer que la bomba trabaje con flujos mayores a los de su punto de máxima eficiencia o incluso el de diseño.

La primera ocurre cuando se emplea una bomba de tamaño más grande por aplicar márgenes excesivos en la especificación de la carga y la capacidad. En este caso, el rendimiento de la bomba y su relación con la curva de carga del sistema se indican en la figura 27. La curva de carga-capacidad cruza la curva de carga del sistema con una capacidad mucho mayor que el flujo requerido con consumo excesivo de energía. Por supuesto, se puede estrangular la bomba a la capacidad requerida, y disminuir un tanto su consumo de energía. Pero, como ocurre con frecuencia, si la bomba funciona sin control, siempre tendrá el flujo excesivo indicado en la figura 27. Salvo que haya suficiente $(NPSH)_A$, la bomba se puede dañar por la cavitación y el consumo de energía será excesivo.

La segunda ocurre cuando se utilizan dos o más bombas en paralelo y se retira una del servicio porque ha disminuido la demanda. En la figura 28 se ilustra el funcionamiento de estas dos bombas. Siempre que funciona una sola bomba, su curva de carga-capacidad cruza la de la carga del sistema con flujos mayores a su capacidad de diseño. Esto se llama el punto de "alcance". También en este caso se deben seleccionar la $(NPSH)_A$ y el tamaño del propulsor de modo de cumplir con las condiciones en este punto de alcance.

Funcionamiento con flujos reducidos

La causa más frecuente de que una bomba funcione con flujos reducidos es cuando disminuye la demanda en el proceso en que se encuentra. Pero, también puede ocurrir que dos bombas en paralelo sean inadecuadas para este servicio con flujo reducido y en una de las bombas quizá se cierre la válvula de retención por la presión más alta producida por la bomba que tiene mayor caudal.

El funcionamiento de las bombas centrífugas con capacidades reducidas puede ocasionar inconvenientes, que ocurren por separado o en forma simultánea y hay que preverlos o evitarlos. Algunos son:

- **Funcionar a menos de la eficiencia máxima.** Cuando las características del proceso requieren flujos reducidos, se pueden manejar con un propulsor de velocidad variable o con varias bombas para la capacidad total requerida y, luego, se hace un paro secuencial de las bombas conforme se reduce la demanda total. Este procedimiento ahorrará energía, como se comentará más adelante.

- **Mayor carga en los cojinetes.** Si la bomba es de diseño de voluta sencilla estará sometida a mayor empuje radial, que aumentará la carga en los cojinetes radiales. Si se espera que una bomba trabajará con esos flujos debe resistir esta carga alta en los cojinetes.

- **Aumento de temperatura.** Cuando se reduce la capacidad, aumenta la temperatura del líquido bombeado. Para no exceder de los límites, se debe proveer una derivación (*bypass*) para flujo mínimo; puede ser automática y también protegerá contra el cierre accidental de la válvula de retención cuando está en marcha la bomba.

- **Recirculación interna.** Con ciertos flujos menores a los de máxima eficiencia, todas las bombas centrífugas tienen recirculación interna, en las zonas de succión y descarga del impulsor. Esto puede ocasionar borboteos hidráulicos y daños al impulsor similares a los que produce la cavitación pero en un lugar diferente en el impulsor.

Recirculación interna

Los tres primeros inconvenientes del funcionamiento con bajo flujo no requieren comentario adicional. Por otra parte, el aspecto de la recirculación interna no es muy conocido, excepto por algunos diseñadores de bombas. Debido a que esta recirculación en la succión es causa muy frecuente de problemas, se describirá en seguida.

El flujo exacto con el cual ocurre la recirculación en la succión depende del diseño del impulsor. Cuanto más

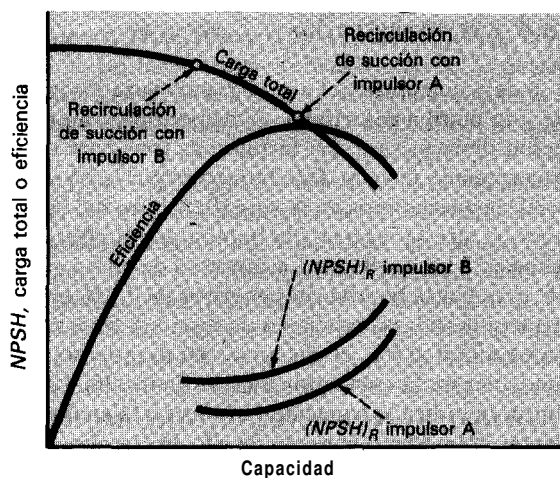


Fig. 29 El flujo al cual ocurre la recirculación depende del diseño del impulsor

grande sea la superficie del ojo del impulsor y más grande sea la superficie en la succión del impulsor en relación con su tamaño total (y por tanto, menor la *(NPSH)*, con capacidad y velocidad dadas), mayor será la capacidad a la cual ocurre la recirculación como porcentaje de la capacidad con máxima eficiencia (Fig. 29).

La recirculación interna produce vórtices o remolinos muy intensos (Fig. 3) con altas velocidades en sus centros y, en consecuencia, una importante reducción en la presión estática en ese lugar. A su vez, ello conduce a cavitación intensa acompañada por fuertes pulsaciones de presión y ruido, que pueden perjudicar el funcionamiento de la bomba y, a fin de cuentas, dañar el material del impulsor.

El lugar en donde ocurren los daños es una excelente forma de determinar si la causa fue la cavitación clásica o la recirculación interna en la sección. Si los daños están en el lado visible de los álabes de entrada al impulsor, la causa es la cavitación clásica. Si los daños están en el lado de presión (que no se ve) de los álabes y hay que localizarlos con un espejo, la causa es la recirculación en la succión.

Desde luego que hubo problemas de vez en cuando ocasionados por este fenómeno. Pero se intensificaron en la década de 1960, por los dos factores que dieron origen a una mayor incidencia de dificultades.

1. Los usuarios exigieron a los diseñadores que redujeran los valores de la *(NPSH)*. Esto sólo se podría lograr con el aumento de la superficie del ojo de succión del impulsor, con lo cual el inicio de la recirculación interna ocurría más cerca de la capacidad con máxima eficiencia.

2. Mayores cargas por etapa y mayores capacidades de las bombas, que aumentaron la energía de los impulsores e intensificaron los efectos adversos de la recirculación interna.

La información acerca de estos fenómenos apareció por primera vez en un documento de circulación limitada y, más tarde, en un artículo³. Por razones claras, la solución matemática se consideró como información privada y no se publicó hasta 1981^{4,5}.

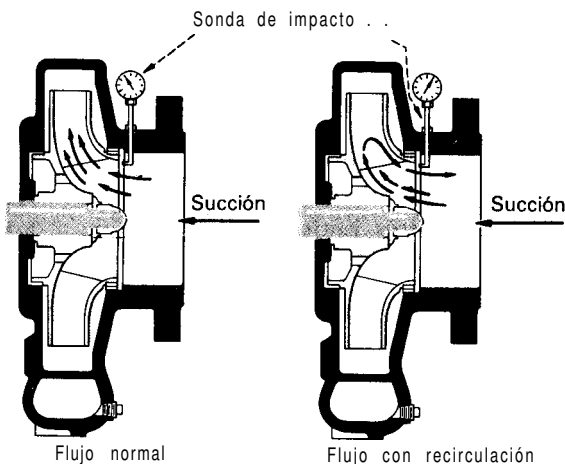


Fig. 30 La recirculación interna daña el impulsor

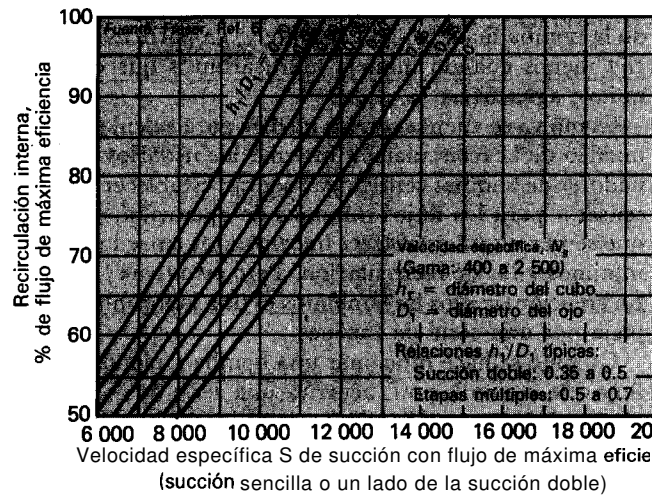


Fig. 31 El flujo mínimo aceptable depende del grado de recirculación interna

Sin embargo, durante esos intervalos se sugirió que los valores (*S*) de la velocidad específica de succión no deberían exceder de 8 500 a 9 500 para evitar problemas, si es que se esperaba operación con flujos muy reducidos.

Fraser⁴ presentó las fórmulas exactas para calcular el flujo al cual empezaría la recirculación interna en la succión una vez que se conocían datos geométricos del impulsor. Produjo curvas con gran aproximación (Fig. 31) en el caso de que no se dispusiera con facilidad de estos datos⁵.

Hay un modo de confirmar el valor de la recirculación en la succión. Se instala una sonda de cabeza de impacto en el sentido del flujo (Fig. 30) con la sonda apuntada dentro del ojo. Con circulación normal, la lectura será la presión de succión menos la carga de velocidad en el ojo. Tan pronto como ocurre la recirculación interna, una inversión del flujo se notará como un aumento repentino en la presión.

La velocidad *S* específica de succión de la bomba se debe calcular siempre para las condiciones correspondientes a la capacidad con máxima eficiencia. Las condiciones garantizadas de servicio pueden o no corresponder con este flujo con máxima eficiencia y rara vez es así. También se debe calcular *S* sobre la base del rendimiento de la bomba con el impulsor de máximo diámetro para el cual está diseñada la bomba.

Esta restricción se hace notoria cuando se tiene en cuenta que la recirculación interna en la succión ocurre por condiciones que surgen en la entrada al impulsor y sus inmediaciones. Estas condiciones no siempre se pueden variar al reducir el diámetro del impulsor. Esta reducción cambiará el punto de máxima eficiencia a un valor de flujo más bajo, pero no reducirá el flujo al cual ocurrirá la recirculación en la succión.

Las características del líquido no influyen el flujo al cual tiene lugar la recirculación interna, pero sí tienen un marcado efecto en la severidad de los síntomas y el grado de daños. La razón es la misma que en el caso de la *(NPSH)*, para evitar los síntomas y daños ocasionados por la cavitación clásica, como se describieron. Por ello, la recirculación interna siempre será menos dañina cuan-

do la bomba maneja agua caliente y, en particular, mucho menos cuando maneja hidrocarburos que cuando mueve agua fría.

Como ya se cuenta con los medios para calcular el comienzo de la recirculación interna, los usuarios y diseñadores de bombas centrífugas podrán establecer límites sensatos para los flujos mínimos de operación, para lo que se necesitará establecer lineamientos entre los flujos mínimos y los de recirculación. Pero esto tiene "cola". La creación de esos lineamientos es una labor muy compleja por una serie de razones.

Cuando se hace funcionar una bomba a menos de los flujos de recirculación, ocurrirá una serie de cosas con efectos dañinos en el rendimiento de la bomba y la duración del impulsor. Estas cosas se pueden agrupar como "disturbios". A su vez, la intensidad del disturbio dependerá de factores tales como:

- Tamaño de la bomba. Es decir, capacidad, carga total y caballaje
- Valor de la velocidad específica de succión
- Características del líquido
- Materiales de construcción
- Tiempo en que funciona la bomba con menos de ciertos flujos críticos
- La tolerancia de los usuarios ante los síntomas de disturbios en la bomba

Este último factor hace que la elección de lineamientos para mínimo flujo sea más bien subjetiva. Algunos usuarios aceptarán el hecho de que se debe reemplazar el impulsor cada año, mientras que otros se quejarán si hay que cambiarlos cada tres o cuatro años, en el mismo servicio. Asimismo, las intensidades de ruido y pulsaciones aceptables para un usuario, serán motivo de protesta de otros.

Una observación puede dar alguna orientación a los usuarios acerca de lo que constituye un flujo mínimo aceptable con respecto al efecto sobre el valor de S . Con referencia a la figura 3 1 y en el supuesto de que hay una relación h_1/D_1 entre el diámetro del cubo y el del ojo de 0.45, entonces en un impulsor que tenga un valor S de 14 000 empezará la recirculación de succión a alrededor del 100% de su flujo con máxima eficiencia. Si se trata de una bomba grande que maneje agua fría, nadie querría hacerla funcionar a menos de este 100 %. Por el contrario, una bomba con la misma relación entre el diámetro del cubo y el del ojo con un valor S de 8 000 tendría una recirculación de sólo el 56% del flujo de máxima eficiencia y, como dice el autor, no vacilaría en hacerla funcionar, cuando fuera necesario, con apenas el 25% de su flujo de máxima eficiencia.

A continuación aparecen algunos lineamientos, aunque parezcan ser un poco vagos:

1. Salvo que haya una razón poderosa para hacerlo, no hay que especificar valores de **NPSH** que ocasionen valores S muy por arriba de 9 000.

2. En el caso de bombas de menos de unos 100 hp, el efecto de la recirculación de succión no será tan importante como en bombas más grandes.

3. Las bombas para hidrocarburos se pueden operar con flujos más bajos que las similares que manejan agua fría.

4. Los peligros de operar con flujos mucho menores que los de recirculación se determinan mejor después de que la bomba ha empezado a trabajar. Por tanto, se debe prever un aumento en la derivación para flujo mínimo si se sospecha que se tomó una decisión muy optimista en cuanto al flujo mínimo cuando se seleccionó la bomba.

5. Cuando no se espera que la bomba funcione con flujos inferiores a su capacidad de diseño, como las bombas para torres de enfriamiento que funcionan en paralelo a velocidad constante y sin estrangulación (Fig. 28) se pueden emplear valores S más altos sin preocuparse por efectos dañinos de la recirculación interna en la succión.

Conservación de la energía y las bombas

Los altos y crecientes costos de la energía eléctrica y los combustibles son algo muy real. Por ello, ahora más que nunca, es indispensable examinar la selección y la operación de las bombas con la finalidad de minimizar el consumo de potencia. Se podría preguntar a los diseñadores y fabricantes lo que se puede hacer para mejorar la eficiencia. Pero todas las mejoras sencillas ya se han incluido en las bombas centrífugas actuales. Las curvas de la figura 9 indican las máximas eficiencias obtenibles con bombas comerciales de diferentes tamaños y de distintas velocidades específicas; estos valores no han cambiado mucho en más de dos décadas.

Efecto de la velocidad específica

Cuanto mayor sea la velocidad específica seleccionada para condiciones dadas de operación, mayor será la eficiencia de la bomba y, por tanto, menor el consumo de energía. Sin tener en cuenta otras consideraciones la tendencia debe ser a preferir velocidad específica más alta desde el punto de vista de ahorro de energía.

Ahora se estudiarán algunos ejemplos típicos (Tablas II y III) en donde se examinan selecciones alternas para dos grupos de condiciones. En ambos casos, se ha supuesto que el punto de diseño corresponde al de máxima eficiencia de la bomba.

En el primer caso (Tabla II) la diferencia entre las selecciones 1 y 2 no parece ser lo bastante importante como para pensar en una bomba de tres etapas. Por otra parte, una bomba de dos etapas ahorra 20.5 hp que a un costo de energía de \$300 a 400/(hp) (año) permitirá ahorros anuales de 6 150 a 8 200. dólares.

Pero también se deben considerar algunos factores que anulan esos ahorros. Entre ellos: 1) el costo inicial de una bomba de 2 etapas será mayor que el de la de una etapa; 2) el diseño de 2 etapas impedirá el empleo de una bomba sencilla, suspendida, con succión por el extremo y una sola empaquetadura.

Hay que ponderar factores similares en contra del ahorro de 7.4 hp o \$2 220 a 2 960/año, que en el segundo caso (Tabla III) favorecen una bomba de dos etapas.

Bien puede ocurrir que las bombas con velocidad específica más alta indiquen suficientes ahorros para justificar su selección. Pero ¿existen tales ahorros? La

respuesta dependerá por completo de la gama esperada de capacidad de funcionamiento de las bombas. La forma de la curva de consumo de energía tiene considerables variaciones de acuerdo con la velocidad específica de la bomba (Fig. 12). Antes de poder decidir cuál es la mejor selección en términos de consumo de energía, hay que examinar ese consumo no sólo en el punto de diseño sino también en toda la gama de capacidades que encontrará la bomba durante el servicio.

Ahora se ampliará el análisis del caso de la tabla II. Además de la energía o potencia al 100% de capacidad de diseño, se comparará el consumo de potencia para bombas de una y de dos etapas con flujo de 75 % y 50% (Tabla IV). Se verá, con sorpresa, que en lugar de ahorrar energía con todos los caudales, la bomba de dos etapas consume 7.6 hp más con 75% de flujo y 18 hp más con 50%.

Para establecer el gasto real de energía entre las dos selecciones hay que predecir la subdivisión de las horas de funcionamiento con diversas cargas. Si se supone que esta subdivisión corresponderá con la de la tabla V, se encontrará que la bomba más eficiente no es la mejor selección y que la bomba de una etapa ahorrará 36 267 hp-h anuales en relación con la de dos etapas. Desde luego, la respuesta final siempre dependerá del factor de carga para una instalación dada.

Una vez establecida la combinación óptima de velocidad específica y de requisitos de *NPSH* para cualquier grupo de condiciones de operación, de todos modos hay que escoger entre diversas bombas cuya eficiencia garantizada puede tener cierta diferencia.

La reacción más natural sería favorecer las bombas con eficiencia más elevada, en particular las que podrían superar a otras en apenas 0.5 % o 1.0%. Con todos los demás factores iguales, este método tiene cierta lógica; pero los factores no son siempre iguales y las pequeñas diferencias en la eficiencia garantizada quizá se hayan obtenido a expensas de la confiabilidad con el empleo de tolerancias más pequeñas para las piezas móviles o ejes más delgados.

Los ahorros en el consumo de energía obtenidos con esas pequeñas diferencias en la eficiencia son insignificantes si se comparan con otros métodos para reducir o eliminar el desperdicio de energía. Aunque no se pueden estudiar todos los métodos disponibles, hay tres casos particulares de ahorros importantes de energía que el autor desea analizar con cierto detalle y son: a) ahorros desperdiciados por el empleo de bombas más grandes de lo necesario; b) ahorros que se pueden obtener al operar el número mínimo de bombas en instalaciones múltiples, y c) ahorros que se pueden obtener al reacondicionar las holguras internas en el momento adecuado.

Efectos del tamaño muy grande

Una de las principales causas de desperdicio de energía es emplear una bomba de tamaño muy grande mediante la selección de condiciones de diseño que tienen márgenes excesivos en capacidad y en carga total. Es raro, a veces, que se preste mucha atención a una diferencia de 1% en la eficiencia entre dos bombas, si al mismo

Tabla II Selecciones de bombas para 2 000 gpm, carga 700 ft

Selección	No. etapas	Velocidad, rpm	Velocidad específica, N_s	Eficiencia de la gráfica, %	Potencia, bhp
1	1	3 550	1167	81	436.5
2	2	3 550	1962	85	416
3	3	3 550	2 659	85.5	413.4

Tabla III Selecciones de bombas para 2 000 gpm, carga 400 ft

Selección	No. etapas	Velocidad, rpm	Velocidad específica, N_s	Eficiencia de la gráfica, %	Potencia, bhp
1	1	3 550	1 775	83	243.4
2	2	3 550	2985	85.5	236

Tabla IV Consumo de potencia con carga parcial de las bombas de la tabla III

Selección	Velocidad específica, N_s	Flujo de diseño, %	Potencia, % de la bhp da diseño	Potencia real, bhp	Ganancia o pérdida comparadas con la selección
1	1 775	100	100	243.4	Base
1	1775	75	89	216.6	Base
1	1775	50	76	185	Base
2	2985	100	100	236	7.4 hp ganancia
2	2985	75	95	224.2	(17.6 hp pérdida)
2	2985	50	86	203	(18 hp pérdida)

Tabla V Comparación de operación anual con diversas cargas. (Bombas de una y dos etapas de 2 000 gpm y carga 400 ft)

Capacidad, % de flujo de diseño	Tiempo de operación		Ventaja, hp-h	
	%	h	1 etapa	2 etapas
100	30	2628	—	19447
75	60	5 256	39 946	—
50	10	876	15 768	—
Total	100	8 760	55 714	19447

Ahorro neto en favor de bomba de 1 etapa: 36 267 hp-h.

tiempo se pasan por alto ahorros potenciales de energía de 5, 10 e incluso 15% al adoptar una actitud demasiado conservadora al seleccionar las condiciones requeridas de servicio.

De todos modos, es cierto que siempre se debe incluir cierto margen para tener en cuenta el efecto del desgaste de los componentes internos que con el tiempo reducirán la capacidad efectiva de la bomba. La cantidad de margen que se debe proveer es una pregunta compleja, porque el desgaste que ocurrirá variará según el tipo de

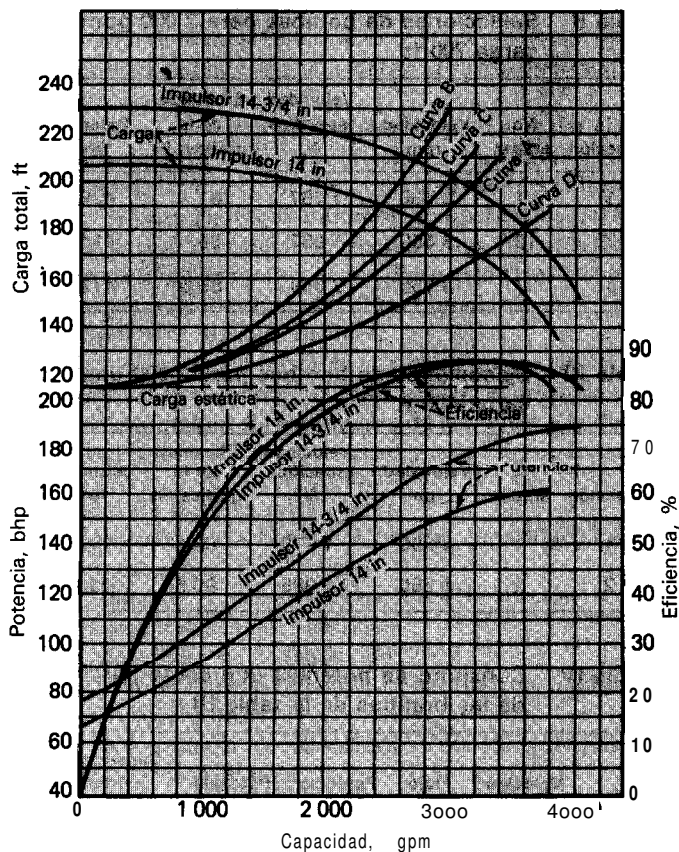


Fig. 32. Relaciones del sistema para el ejemplo de las bombas de tamaño mayor al requerido.

bomba, el líquido que se maneje, la severidad del servicio y otras variables. Más adelante se analizará esta pregunta al mencionar los ahorros en consumo de energía que se pueden obtener al restaurar las holguras de funcionamiento a sus valores originales.

Una bomba centrífuga en un sistema dado tendrá una capacidad correspondiente a la intersección de su curva de carga-capacidad con la curva de carga del sistema, siempre y cuando la (NPSH), sea igual o mayor que la (NPSH)_r. Para variar este punto de funcionamiento se requiere cambiar la curva de carga-capacidad, la de carga del sistema o ambas. Lo primero se puede lograr al variar la velocidad de la bomba o el diámetro del impulsor y lo segundo requiere alterar las pérdidas por fricción con una válvula estranguladora en la descarga de la bomba.

En la mayor parte de las instalaciones de bombas, el propulsor es un motor de velocidad constante y es el último recurso para cambiar la capacidad de la bomba. Por tanto, si se ha provisto demasiado margen en la selección de la curva de carga-capacidad, habrá que hacer funcionar la bomba con considerable estrangulación para limitar su descarga al valor deseado. Por el contrario, si se permite que la bomba funcione sin estrangulación, que es lo más probable, aumentará la circulación en el sistema hasta llegar a la capacidad en la cual se cruzan las curvas de carga del sistema y de carga-capacidad.

Hay que poner en tela de duda las viejas reglas empíricas para seleccionar los tamaños de tubos y de válvulas. Hay que evaluar con cuidado los aspectos económicos de invertir en tubos y válvulas más grandes que tienen menores pérdidas por fricción, en contra de los ahorros de energía a largo plazo logrados con menores pérdidas por fricción.

Ejemplo de determinar un tamaño mayor que el necesario

Supóngase un sistema de bombeo en el cual la capacidad máxima deseada sea de 2 700 gpm, la carga estática de 115 ft y las pérdidas totales por fricción, con tubos que tiene 15 años de uso son, de 60 ft. La carga total requerida con 2 700 gpm sea de 175 ft.

Se puede trazar una curva de carga del sistema, que es la curva A en la figura 32. Si se agrega un margen de alrededor de 10% a la capacidad deseada y, como ocurre a menudo, se agrega cierto margen a la carga total de 200 ft. El rendimiento de esa bomba, con impulsor de 13-3/4 in, está superpuesto en la curva A.

Esta bomba produce un exceso de carga a su capacidad máxima deseada de 2 700 gpm. Si se desea operar a esa capacidad, habrá que estrangular el exceso de carga, como se indica con la curva B.

La bomba, a 3 000 gpm consumirá 175 hp y habrá que moverla con un motor de 200 hp. A la capacidad deseada de 2 700 y trabajando en la intersección de la curva de carga-capacidad y la curva B, la bomba absorberá 165 bhp.

Por tanto, se ha seleccionado la bomba con demasiado margen. Se puede escoger, sin peligro, una bomba con un impulsor de menor diámetro, tal como 14 in. La curva de carga con este impulsor más pequeño cruzará la curva A a 2 820 gpm lo cual da un margen de capacidad de 4% que es suficiente. De todos modos habrá que estrangular ligeramente la bomba y la curva del sistema se convertirá en la curva C. El consumo de potencia a 2 700 gpm será ahora de sólo 145 bhp en vez de 165 bhp de la bomba seleccionada en forma demasiado conservadora; se trata de un respetable ahorro de 12 % en el consumo de energía. Además, sólo se necesita un motor de 150 hp en vez de uno de 200 hp. Otra ventaja de no escoger un tamaño mayor que el requerido, es la reducción en la inversión de capital.

Los ahorros reales pueden ser todavía mayores de los descritos. En muchos casos, se puede hacer trabajar la bomba sin estrangulación y se permite que la capacidad se amplíe hasta la intersección de la curva de carga-capacidad y de la curva A. En este caso, una bomba con impulsor de 14-3/4 in de diámetro funcionaría a alrededor de 3 510 gpm y consumiría 177 hp. Si se utiliza un impulsor de 14 in, la bomba funcionaría a 2 820 gpm y consumiría 148 bhp, y el ahorro de energía podría ser mayor de 16%.

El margen real del ahorro puede ser todavía mayor que el indicado. Las pérdidas de fricción utilizadas para establecer la curva A de carga del sistema se basaron en pérdidas en tuberías con 15 años de uso. Las pérdidas con tubería nueva son sólo 0.613 de las supuestas. La cur-

va de carga del sistema con tubería nueva es la curva D. Si la bomba que se seleccionó originalmente, con impulsor de 14-3/4 in fuera a trabajar sin estrangulación, funcionaría a 3 600 gpm y consumiría 187.5 bhp. Una bomba con impulsor de 14 in cruzaría la curva D de carga del sistema a 3 230 gpm y consumiría 156.5 bhp, para un ahorro de casi 16.5 %

En realidad, se podría utilizar un impulsor de 13-3/4 in. Su curva de carga-capacidad cruzaría la curva D a 3 100 gpm y consumiría 147 bhp con un ahorro, ahora, de 21.6%.

Se pueden lograr importantes ahorros de energía si, al momento de seleccionar las condiciones de servicio se aplican ciertas restricciones para no utilizar márgenes de seguridad excesivos a fin de obtener las condiciones nominales de servicio.

¿Qué ocurre en las instalaciones existentes en donde la bomba o bombas tienen márgenes excesivos? ¿Es ya muy tarde para lograr estos ahorros? Nada de eso. Es posible establecer la curva real de carga del sistema mediante pruebas de rendimiento una vez que la bomba está instalada. Entonces, se puede seleccionar un margen razonable y hay tres opciones disponibles:

1. Se puede reducir el tamaño del impulsor para cumplir con las condiciones de servicio requeridas para la instalación.

2. Se puede pedir al fabricante un impulsor de repuesto con menor diámetro y conservar el original para uso futuro si las pérdidas por fricción aumentan con el tiempo o si se requieren mayores capacidades.

3. En ciertos casos puede haber dos diseños diferentes de impulsores para la misma bomba, uno de los cuales es más estrecho que el original. Después, se puede ordenar un impulsor más estrecho para repuesto al fabricante. Este impulsor más estrecho tendrá su máxima eficiencia con una menor capacidad que la del impulsor de anchura normal; puede o no ser necesario que sea de menor diámetro que el impulsor original, según sea la cantidad de margen excesivo original que se incluyó. El impulsor original se conserva para un posible uso en el futuro.

Funcionamiento con velocidad variable

Aunque la mayor parte de las bombas con motor eléctrico (motobombas) tienen propulsión de velocidad constante, en otras se aprovechan los posibles ahorros en consumo de energía cuando la propulsión es de velocidad variable.

Los motores con rotor devanado se utilizaron mucho en una época; pero, en la actualidad, se acostumbra utilizar una propulsión con velocidad variable, como una transmisión magnética o un acoplamiento hidráulico entre el motor y la bomba. Como opción, se puede utilizar un control de frecuencia y voltaje variables para el motor que ofrece la gran ventaja de mantener una eficiencia casi constante en el motor sin que importe su velocidad de funcionamiento. Pero una propulsión de velocidad variable como el acoplamiento hidráulico tiene pérdidas por deslizamiento, por lo cual su eficiencia se reduce directamente por la relación entre la velocidad de salida y la

velocidad de entrada. El funcionamiento con velocidad variable tiene otra ventaja: permite que el motor funcione por arriba o por abajo de la velocidad sincrónica.

El funcionamiento con velocidad variable permite lograr las condiciones requeridas en el servicio sin estrangulación, porque reduce la velocidad de funcionamiento de la bomba. Los propulsores de velocidad variable, en especial los de entrada de frecuencia variable se utilizan cada vez más.

No es muy tarde para obtener ahorros de energía en algunas instalaciones si se las convierte para funcionamiento de velocidad variable. Para decidir si se hace o no esa modificación, es necesario trazar la curva real de carga del sistema, a fin de calcular la velocidad requerida con diversas capacidades entre los límites de funcionamiento y determinar el caballaje de salida del motor entre esos límites e incluir las pérdidas sufridas, si las hay, en el propulsor de velocidad variable. La diferencia entre este caballaje y el caballaje al freno de la bomba a velocidad constante, representa ahorros potenciales de energía con estas capacidades.

Después, es necesario asignar un número predicho de horas de funcionamiento con diversas capacidades y calcular los ahorros potenciales anuales en hp-h o en kWh. Estos ahorros son en los costos y se pueden utilizar para determinar si se justifica o no el costo del cambio a la propulsión con velocidad variable.

Utilizar una bomba en lugar de dos

Muchas instalaciones tienen lo que se llama bombas de "media capacidad", con dos bombas en paralelo para entregar el caudal requerido con plena carga. Si el sistema en que trabajan estas bombas tienen grandes variaciones en el flujo, se pueden lograr ahorros importantes de potencia si se mejoran los métodos de operación. Con demasiada frecuencia se dejan ambas bombas conectadas aunque la demanda baje hasta el grado que una bomba es suficiente para la carga (Fig. 28). La cantidad de energía desperdiciada al tener trabajando dos bombas con media carga, cuando una sola bastaría, puede ser importante. Esto se puede demostrar si se consulta la llamada curva de 100% de bombeo (Fig. 10a).

Para simplificar el análisis, se puede olvidar el aspecto de los márgenes de capacidad o presión e imaginarse que las bombas trabajan con plena carga y con válvulas de estrangulación abiertas del todo; también se supondrá que funcionan a velocidad constante. Entonces, para satisfacer las condiciones de plena carga se utilizan dos bombas de media capacidad, cada una de ellas a su punto de 100% de capacidad y en que cada una consuma el 100% de su caballaje nominal al freno.

Si se desea reducir el flujo a media carga y mantener ambas bombas conectadas, será necesario estrangular la descarga de las bombas y crear una nueva curva de carga del sistema. En estas condiciones, cada bomba descargará el 50 % de su capacidad nominal con 117 % de carga nominal y habrá que estrangular gran parte de ella. Cada bomba tendrá un 72.5 % de consumo de su potencia nominal. Por tanto, el consumo total de potencia de

dos bombas que trabajen con media carga, sería el 145 % del requerido si se tuviera una sola conectada.

En tal caso, se pararía una de las bombas y se manejaría la media carga requerida con una sola bomba que trabaje al 100% de su capacidad nominal. Habría que estrangular mucho menos la descarga que si se dejaran conectadas ambas bombas. El consumo de potencia sería el 100% del nominal para una sola bomba. Cuando se hace funcionar una sola bomba si la carga del proceso baja un 50 %, se ahorra 3 1% de potencia con relación a ambas bombas.

En realidad, una bomba podría manejar una capacidad mucho mayor que la de media carga, porque la curva de carga-capacidad de una sola bomba podría cruzar la curva de carga del sistema en cualquier punto entre 60 y 70% de la carga, según sea la forma exacta de las curvas de carga del sistema y de carga-capacidad.

Este método de operación ofrece otros beneficios. Primero, si se suponen 8 500 horas anuales de operación de las cuales un 20 % es con flujos del 50% o menores, cada bomba funcionaría sólo 7 650 h/año en lugar de 8 500, con lo cual la duración de sus piezas móviles aumentaría en más de 11 %.

Las bombas que funcionan a menudo con capacidad reducida, no tienen tanta duración como las que trabajan cerca de su punto de máxima eficiencia. Por ello, si se utiliza una sola bomba cuando puede manejar el caudal requerido, se prolongará todavía más su duración que la diferencia en horas de trabajo.

Restauración de las holguras internas

La cantidad de desgaste de las piezas de la bomba entre sus holguras internas depende de muchos factores. Para empezar, aumenta en cierta relación con la presión diferencial entre las holguras. También aumenta si el líquido es corrosivo o contiene material abrasivo. Pero, el desgaste es más lento si se utilizan materiales más resistentes al desgaste en las piezas que pueden sufrirlo. Asimismo, se puede acelerar el desgaste si ocurre un contacto momentáneo entre las piezas móviles y las estacionarias.

Cuando las holguras de funcionamiento aumentan por el desgaste, se produce un cortocircuito de una mayor

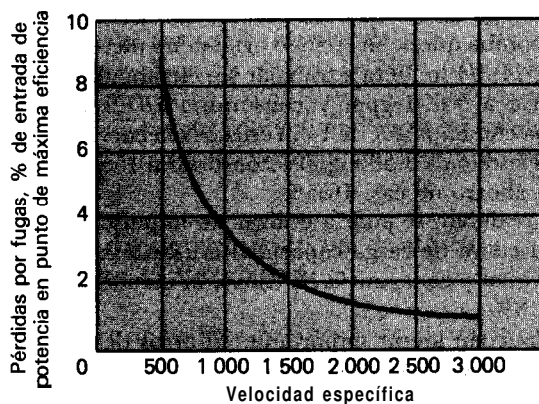


Fig. 34 Las pérdidas por fugas son mayores en bombas de doble succión de baja velocidad específica

parte de la capacidad de la bomba en esas holguras y hay que volver a bombear. La capacidad efectiva o neta entregada por una bomba en contra de una carga dada se reduce en una cantidad igual al incremento en los escapes 0 fugas.

Aunque en teoría los escapes o fugas varían más o menos proporcionalmente a la raíz cuadrada de la presión diferencial a través de una unión movable y, por tanto, proporcionalmente a la raíz cuadrada de la carga total, resulta bastante exacto suponer que el aumento en las fugas permanece constante con todas las cargas. En la figura 33 se ilustra el efecto del aumento en las fugas sobre la forma de la curva de carga-capacidad de la bomba. Al restar las fugas internas adicionales de la capacidad inicial con cada carga se tiene una nueva de carga-capacidad después de que ha ocurrido el desgaste.

Hay que comparar el costo de restaurar las holguras internas o sea reacondicionar la bomba, contra el valor del ahorro de potencia que se puede lograr cuando se opera una bomba con sus holguras originales. Es fácil determinar el costo, pues se pueden obtener los precios de las piezas nuevas y calcular el costo de la mano de obra para el trabajo. Pero ¿qué ocurre con los ahorros?

Los ahorros no son iguales en todas las bombas. Los datos analíticos y de experimentos han indicado que las pérdidas por fugas varían de acuerdo con la velocidad específica de una bomba.

En la figura 34 se ilustra la relación entre las pérdidas por fugas y las velocidades específicas de las bombas de doble succión. Si, por ejemplo, se trata de una bomba que tiene velocidad específica de 2 500, las pérdidas por fugas en una bomba nueva serán alrededor del 1%. Por tanto, cuando las holguras internas han aumentado al punto de que se duplican esas fugas, se puede recuperar alrededor del 1% del ahorro de energía con la restauración de las holguras internas. Pero si se trata de una bomba con una velocidad específica de 750, habrá alrededor de 5% de pérdidas por fugas. Si se restauran las holguras después de que el desgaste ha hecho que se dupliquen las fugas, se puede tener un ahorro de 5 % en la energía.

Por tanto, la restauración de las holguras en las bombas del tipo de baja velocidad específica produce más be-

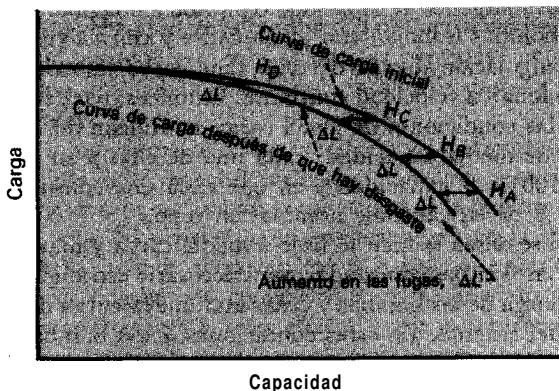


Fig. 33 Efecto del desgaste sobre la carga producida por las bombas centrífugas

neficios en términos de la reducción de pérdidas por fugas. Además esas bombas suelen tener cargas más altas por etapas que las de la velocidad específica alta. Con todos los factores iguales, el desgaste aumenta cuando hay cargas diferenciales más altas. Por ello, hay muchas razones para restaurar las holguras en bombas con carga elevada y tener más ahorros.

Referencias

1. "Hydraulic Institute Standards," 13th ed., **Hydraulic Institute**, Cleveland, Ohio, 1975.
2. Karassik, I. J., Krutzsch, W. C., Fraser, W. H., and Messina, J. P., "Pump Handbook," McGraw-Hill, New York, 1976.
3. Bush, A. R., Fraser, W. H., and Karassik, I. J., Coping With Pump Progress: The Sources and Solutions of Centrifugal Pump Pulsations, Surges and Vibrations, *Pump World*, Worthington, Mountainside, N.J., Summer 1975 and March 1976.
4. Fraser, W. H., Recirculation in Centrifugal Pumps, Winter Annual Meeting of ASME, Nov. 16, 1981, ASME, New York.
5. Fraser, W. H., Flow Recirculation in Centrifugal Pumps, Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, College Station, Tex., December 1981.

El autor



Igor J. Karassik es ingeniero consultor jefe, Worthington Div., McGraw-Edison Co., 233 Mount Airy Road, Basking Ridge, NJ 07920. Fue nombrado para ese puesto después de 42 años de trabajar en Worthington en diseño, investigación y aplicación de bombas de una y de múltiples etapas. Ha escrito más de 450 artículos y es autor o coautor de cuatro manuales de bombas. Tiene licenciatura y maestría en ingeniería de Carnegie Institute of Technology, es miembro activo vitalicio de ASME e ingeniero registrado en New Jersey. También es miembro de Tau Beta Pi, Pi Tau Sigma y de Sigma Xi.

Análisis de circuitos de bombas centrífugas

¿Cómo se calcula el flujo de una bomba dada en un circuito o se selecciona una bomba para un flujo dado? En este artículo se presenta el método analítico de cálculo para siete tipos de circuitos.

***Maresh Talwar**, The Ralph M. Parsons Co.*

El rendimiento real de una bomba centrífuga en un circuito de tubería se determina por su curva característica de carga versus curva de capacidad y la curva de resistencia del circuito versus la curva del flujo. Cuando las curvas se cruzan en el punto de funcionamiento. Si las curvas se expresan en forma matemática, entonces para obtener el punto de funcionamiento se resuelven, en forma simultánea, las ecuaciones de carga versus capacidad y de resistencia versus flujo.

Los métodos de gráficas y matemáticos son sencillos, siempre y cuando se trate de una sola bomba y de un circuito de un solo tubo. Pero el método de gráfica se vuelve imposible de manejar cuando el circuito está complicado con ramales, derivaciones, tomas y diferentes elevaciones. El otro método también se complica, pero menos, pero se puede programar una solución matemática.

En este artículo se presenta un método matemático para calcular el flujo y la carga de una bomba dada, y para siete tipos diferentes de circuitos de tuberías: resistencia en serie, resistencia en paralelo, resistencia en serie con carga fija, resistencia en paralelo con carga fija y con diferentes cargas fijas; dos tuberías en serie, con una salida lateral y resistencia en serie-paralelo con diferentes cargas fijas. También se indica cómo se debe especificar la carga requerida para un flujo dado.

Curvas de bomba y de resistencia

Para analizar los circuitos de la bomba, se necesitan ecuaciones que describan la carga versus la capacidad de

la bomba y la resistencia del circuito de tubos versus el flujo..

La relación entre la carga y la capacidad de una bomba centrífuga se puede expresar como una ecuación cuadrática:

$$H = a + bQ + cQ^2 \quad (1)$$

en donde H es la carga, en ft, y Q es la capacidad volumétrica 0 flujo, en gpm. Por tanto, las tres constantes a , b y c especifican por completo una curva de la bomba. El fabricante de la bomba puede informar de las constantes o se pueden obtener con el análisis de la curva de la bomba.

Por ejemplo: una bomba centrífuga está especificada para carga de 500 ft con capacidad de 50 gpm. La curva de la bomba indica que la carga con cero gpm es de 550 ft y que la carga con 37.5 gpm también es de 550 ft. Al sustituir 550 ft y cero gpm en la ecuación (1) se encuentra que $a = 550$ ft. Al sustituir a y los otros dos puntos en la ecuación (1) y resolver las dos ecuaciones en forma simultánea, se encuentra que $b = 3.03$ y $c = 0.0806$. Por tanto, la ecuación de la carga contra la capacidad de esta bomba es

$$H = 550 + 3.034Q - 0.0806Q^2 \quad (2)$$

La resistencia de la tubería es la carga que debe vencer la bomba. Cuando el flujo es turbulento, la resistencia por fricción (R_f , ft) se puede expresar como

$$R_f = 0.03 \frac{11fLQ^2}{d^5} \quad (3)$$

en donde f es el factor de fricción de Darcuh, L es la longitud equivalente del tubo, ft, y d es el diámetro del tubo, in. Entonces, para diámetro y longitud constantes, la resistencia por fricción se puede expresar como:

$$R_f = kQ^2 \quad (4)$$

El valor de k se puede determinar en forma empírica al medir la caída de presión (pérdida de carga) con determinado flujo Q turbulento y al dividirlo entre Q^2 .

Dado que puede variar el diámetro de los tubos y puede haber ramales, suele ser necesario sumar varias resistencias por fricción. La resistencia total al flujo, R_t , también incluye la carga fija, es decir, la carga estática más cualquier aumento en la presión. El tamaño típico de los tubos de succión es para una pérdida por fricción de 1 ft o menos, pero no es parte de R_t .

En vez de hacer más ecuaciones, se verá y se analizará el tipo más sencillo de circuito de bomba. Se indicará para éste y otros circuitos cómo se calcula el rendimiento real de la bomba en el circuito y se presentará un ejemplo. También se indicará cómo se especifica la bomba necesaria para producir un flujo dado.

Caso 1: Resistencia en serie

En la figura 1 se ilustra un circuito sencillo formado por dos tubos conectados en serie en una sola bomba. La curva $H-Q$ de carga versus la curva de capacidad es la característica de la bomba. Las curvas de resistencia marcadas R_1 y R_2 son para las dos secciones de tubo y su suma es la curva R_t de resistencia total. Con estas

curvas no se supone ninguna carga fija, sino que en ellas se supone que:

$$\begin{aligned} \text{Presión terminal} + \text{presión estática terminal} &= \\ \text{Presión original} + \text{presión estática original} \end{aligned}$$

El punto P es el punto de funcionamiento de la bomba en este circuito y H_t y Q son la carga y flujos relacionados. ¿Cómo se pueden encontrar en forma matemática?

Para dos tubos en serie, la carga en el punto de funcionamiento es la suma de las resistencias y el flujo es igual en ambos tubos. Las siguientes ecuaciones describen el punto de funcionamiento:

$$H_t = R_1 + R_2 \quad (5)$$

$$Q_t = Q_1 = Q_2 \quad (6)$$

Las resistencias son por fricción, por lo cual se puede reescribir la ecuación (5) como

$$H_t = (k_1 + k_2)Q_t^2 \quad (7)$$

Al sustituir en la ecuación (1) para H_t y resolver Q_t :

$$a + bQ_t + cQ_t^2 = (k_1 + k_2)Q_t^2 \quad (8)$$

$$Q_t = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4a(c - k_1 - k_2)}}{2(c - k_1 - k_2)} \quad (9)$$

Una vez que se conoce Q se puede calcular H_t con la ecuación (1) y con ello se determina el punto de funcionamiento.

Por ejemplo: supóngase que se conoce la ecuación $H-Q$ de la bomba y que las constantes son: $a = 104$ ft, $b = 0.08$ ft/gpm, $c = 0.005$ ft/gpm². Supóngase además que las constantes de resistencia para los dos tubos en serie son: $k_1 = 0.015$ ft/gpm², $k_2 = 0.02$ ft/gpm². ¿Cuál es el punto de funcionamiento de la bomba? Según la ecuación (9), $Q_t = 50$ gpm; según la ecuación (1), $H_t = 87.5$ ft.

Caso 2: Resistencias en paralelo

En la figura 2 se ilustra una bomba que alimenta dos tubos en paralelo y las curvas correspondientes de bomba y resistencia. También en este caso se supone que no hay carga fija.

La carga es la misma en cada tubo y el flujo total es la suma del flujo en ambos tubos. Las siguientes ecuaciones describen el punto de funcionamiento:

$$H_t = R_1 = R_2 \quad (10)$$

$$Q_t = Q_1 + Q_2 \quad (11)$$

La resistencia de cada tubo es:

$$H_t = R_1 = k_1 Q_1^2; \quad H_t = R_2 = k_2 Q_2^2 \quad (12)$$

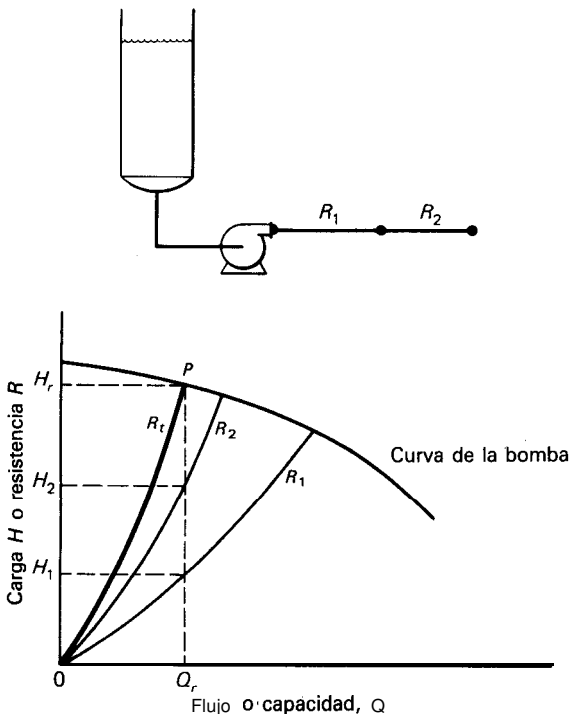


Fig. 1 Caso 1: Resistencia en serie

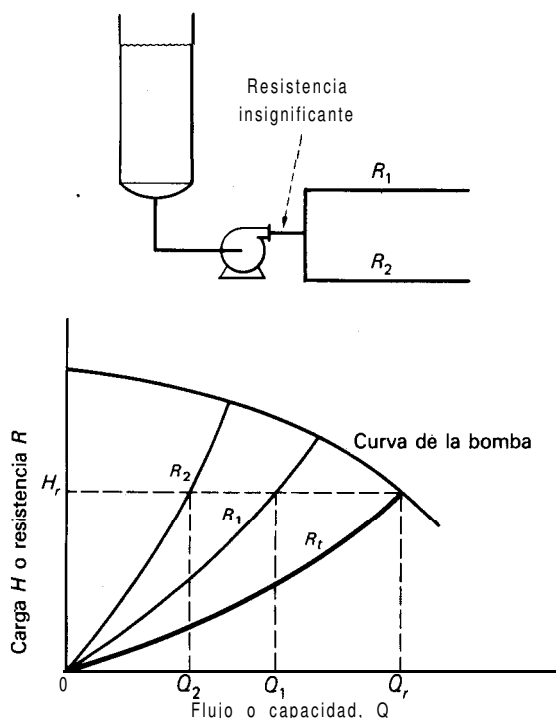


Fig. 2 Caso 2: Resistencia en paralelo

Con esto se puede demostrar que:

$$H_r = (1/\sqrt{k_1} + 1/\sqrt{k_2})^{-2} Q_r^2 \quad (13)$$

Al establecerla igual a la ecuación (1) y resolver \$Q\$, se obtiene:

$$Q_r = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4a(c - (1/\sqrt{k_1} + 1/\sqrt{k_2})^{-2})}}{2(c - (1/\sqrt{k_1} + 1/\sqrt{k_2})^{-2})} \quad (14)$$

Una vez que se conoce \$Q_r\$, se puede calcular \$H_r\$ con la ecuación (1) y con ello se determina el punto de funcionamiento. Después, se pueden calcular \$Q_1\$ y \$Q_2\$ con la ecuación (12).

Por ejemplo: supóngase que la ecuación de la bomba y la resistencia en los tubos son las mismas que en el Caso 1. Para dos tubos en paralelo, ¿cuál es el punto de funcionamiento de la bomba?

Con la ecuación (14): \$Q_r = 101.5\$ gpm. Con la ecuación (1), \$H_r = 44.4\$ ft. Con la ecuación (12), \$Q_1 = \sqrt{H_r/k_1} = 54.4\$ gpm. Asimismo, \$Q_2 = 47.1\$ gpm.

Caso 3: Resistencia en serie con carga fija

En la figura 3 se ilustra una bomba que alimenta dos tubos en serie, igual que en el Caso 1. Pero ahora hay carga fija o carga estática que se define como:

$$H_s = \text{presión terminal} + \text{presión estática terminal} - \text{presión en origen} - \text{presión estática en origen}$$

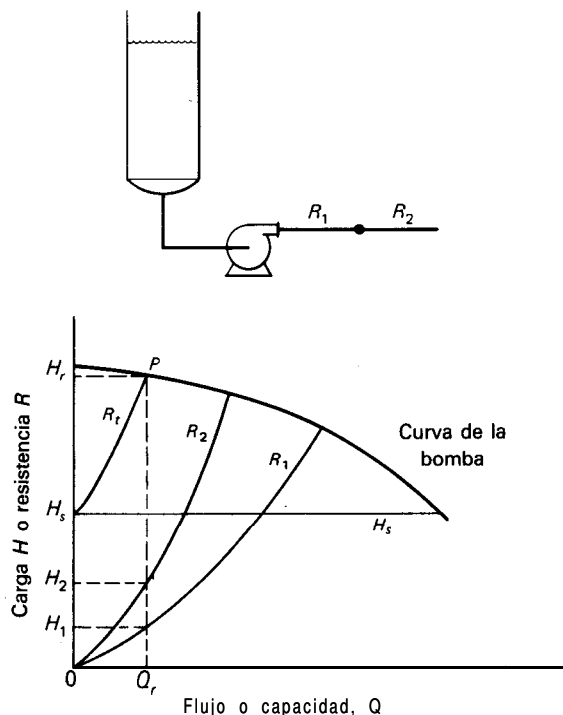


Fig. 3 Caso 3: Resistencia en serie con carga fija

En esta instalación, las siguientes ecuaciones describen el punto de funcionamiento:

$$H_r = H_s + R_1 + R_2 \quad (15)$$

$$Q_r = Q_1 = Q_2 \quad (16)$$

Al sustituir \$R_1 + R_2\$ como se derivaron en el Caso 1, en la ecuación (15):

$$H_r = H_s + (k_1 + k_2) Q_r^2 \quad (17)$$

Al establecerla igual a la ecuación (1) y resolver \$Q\$ se obtiene:

$$Q_r = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4(a - H_s)(c - k_1 - k_2)}}{2(c - k_1 - k_2)} \quad (18)$$

Una vez que se conoce \$Q_r\$, se puede calcular \$H_r\$ con la ecuación (1) y con ello se determina el punto de funcionamiento.

Por ejemplo: supóngase que la ecuación de la bomba y la resistencia de los tubos son las mismas que en el Caso 1. Para dos tubos en serie y una carga fija de 20 ft, ¿cuál es el punto de funcionamiento de la bomba?

Con la ecuación (18), \$Q_r = 44.8\$ gpm. Con la ecuación (1), \$H_r = 90.4\$ ft. Se debe tener en cuenta que la carga fija no desvía la curva \$H-Q\$ de la bomba en la figura 3.

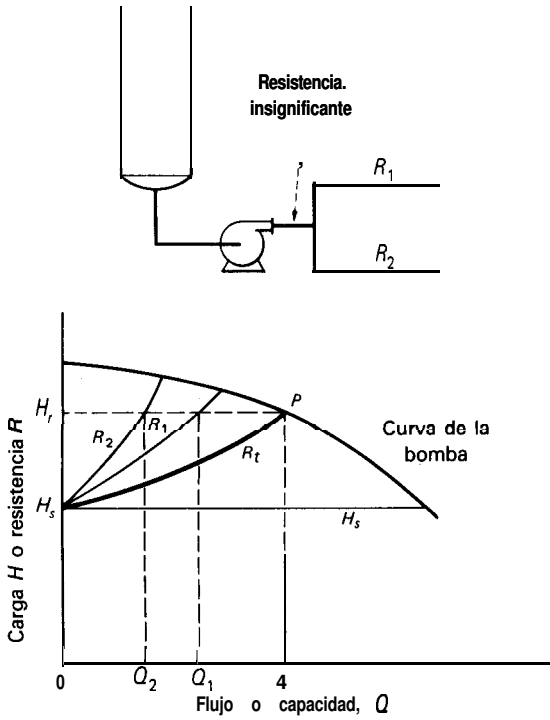


Fig. 4 Caso 4: Resistencia en paralelo con carga fija

Caso 4: Resistencia en paralelo con carga fija

En la figura 4 se ilustra la instalación para este caso, con dos tubos en paralelo y una carga fija definida como en el Caso 3. El punto de funcionamiento se describe con:

$$H_r = H_s + R_1 = H_s + R_2 \quad (19)$$

$$Q_r = Q_1 + Q_2 \quad (20)$$

Con el mismo método del Caso 2 se puede demostrar:

$$H_r = H_s + (1/\sqrt{k_1} + 1/\sqrt{k_2})^{-2} Q_r^2 \quad (21)$$

Al establecerla igual a la ecuación (1) y resolver Q_r se obtiene:

$$Q_r = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4(a - H_s)(c - (1/\sqrt{k_1} + 1/\sqrt{k_2})^{-2})}}{2(c - (1/\sqrt{k_1} + 1/\sqrt{k_2})^{-2})} \quad (22)$$

Una vez que se conoce Q_r se puede calcular H_r con la ecuación (1) y con ello se determina el punto de funcionamiento. Después, se pueden calcular Q_1 y Q_2 como en el Caso 2.

Por ejemplo: supóngase que la ecuación de la bomba y la resistencia de los tubos son las mismas que en el Caso 1. Para dos tubos en paralelo y una carga fija de 20 ft, ¿cuál es el punto de funcionamiento de la bomba?

Con la ecuación (22), $Q_r = 90.8$ gpm. Con la ecuación (1), $H_r = 55.5$ ft. Entonces $Q_1 = \sqrt{(H_r - H_s)/k_1} = 48.7$ gpm y $Q_2 = 42.1$ gpm.

Caso 5: Paralelo con diferentes cargas fijas

En la figura 5 se ilustra la instalación para este caso: dos tubos en paralelo con cargas fijas de H_{s1} en el primero y de H_{s2} en el segundo. En este caso, las siguientes ecuaciones describen el punto de funcionamiento:

$$H_r = H_{s1} + R_1 = H_{s2} + R_2 \quad (23)$$

$$Q_r = Q_1 + Q_2 \quad (24)$$

Igual que en el Caso 2 se puede sustituir a kQ^2 por R en la ecuación (23):

$$H_r - H_{s1} = R_1 = k_1 Q_1^2 \quad (25)$$

$$H_r - H_{s2} = R_2 = k_2 Q_2^2 \quad (26)$$

Al resolver Q_1 y Q_2 :

$$Q_1 = \sqrt{(H_r - H_{s1})/k_1} \quad (27)$$

$$Q_2 = \sqrt{(H_r - H_{s2})/k_2} \quad (28)$$

Al sumarlas y sustituir a H_r en la ecuación (1) se obtiene:

$$Q_r = \sqrt{\frac{a + bQ_r + cQ_r^2 - H_{s1}}{k_1}} + \sqrt{\frac{a + bQ_r + cQ_r^2 - H_{s2}}{k_2}} \quad (29)$$

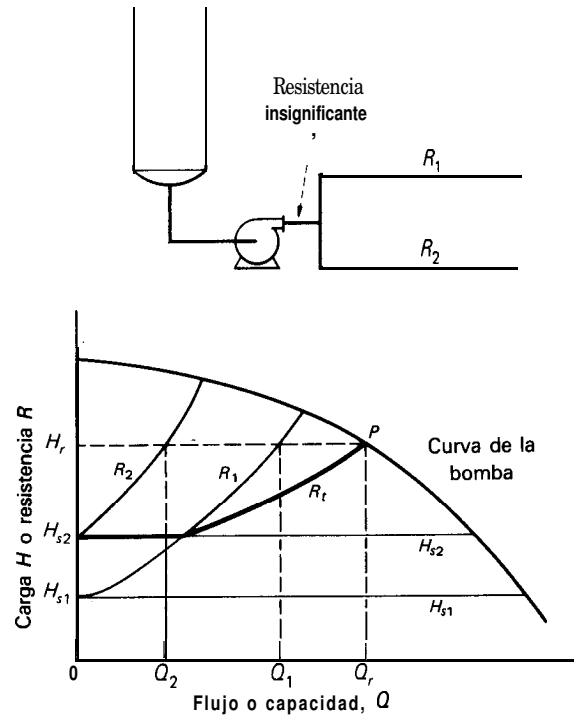


Fig. 5 Caso 5: Resistencia en paralelo con diferentes cargas fijas

Esto no se puede resolver con álgebra y se necesita una solución por tanteos para obtener Q_r y una vez conocida, se puede calcular H_r con la ecuación (1) y determinar el punto de funcionamiento de la bomba. Después se pueden calcular Q_1 y Q_2 con las ecuaciones (27) y (28).

Por ejemplo: supóngase que la ecuación de la bomba y la resistencia en los tubos son iguales que en el Caso 1. Para dos tubos en paralelo con una carga fija de 20 ft en el primero y de 40 ft en el segundo, ¿cuál es el punto de funcionamiento de la bomba?

Con la ecuación (28) y mediante tanteos, $Q_r = 85$ gpm. Con la ecuación (1), $H_r = 61.1$ ft. Con las ecuaciones (27) y (28), $Q_1 = 52.3$ gpm y $Q_2 = 32.7$ gpm.

Caso 6: Resistencia en serie con una salida lateral

En la figura 6 se ilustra la instalación para este caso: dos tubos en serie con una salida entre ellos. Se conoce el flujo en la salida (Q_o) y no hay carga fija. En este caso, las siguientes ecuaciones describen el punto de funcionamiento:

$$H_r = R_1 + R_2 \quad (30)$$

$$Q_r = Q_1 = Q_2 + Q_o \quad (31)$$

Con el método del Caso 1 se puede demostrar:

$$H_r = k_1 Q_r^2 + k_2 (Q_r - Q_o)^2 \quad (32)$$

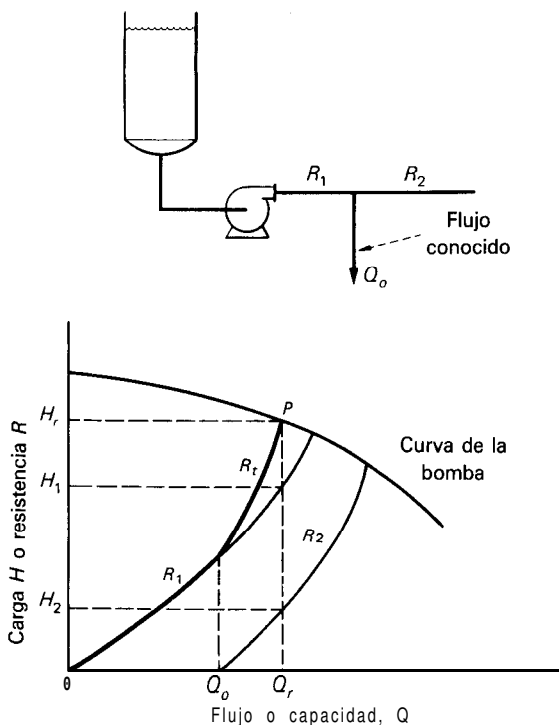


Fig. 6 Caso 6: Resistencia en serie con una salida lateral

Al establecerla igual a la ecuación (1) y resolver Q_r se obtiene:

$$Q_r = \frac{-(2k_2 Q_o + b)}{2(c - k_1 - k_2)} \pm \frac{\sqrt{(2k_2 Q_o + b)^2 - 4(a - k_2 Q_o^2)(c - k_1 - k_2)}}{2(c - k_1 - k_2)} \quad (33)$$

Una vez que se conoce Q_r se puede calcular H_r con la ecuación (1) y con ello se determina el punto de funcionamiento.

Por ejemplo: supóngase que la ecuación de la bomba y la resistencia de los tubos son las mismas que en el Caso 1. Para dos tubos en paralelo y con un flujo de 25 gpm por la salida lateral, ¿cuál es el punto de funcionamiento de la bomba?

Con la ecuación (33), $Q_r = 60.7$ gpm. Por tanto, $Q_1 = 60.7$ gpm y $Q_2 = 35.7$ gpm. Con la ecuación (1), $H_r = 80.7$ ft.

Caso 7: Resistencia en serie y en paralelo

En la figura 7 se ilustra la instalación para este complicado circuito de tubería: una bomba alimenta un solo tubo que se divide en dos. Se supone que la carga fija H_{s2} y H_{s3} es diferente en cada tubo de descarga. En este caso, las siguientes ecuaciones describen el punto de funcionamiento:

$$H_r = H_{s2} + R_1 + R_2 = H_{s3} + R_1 + R_3 \quad (34)$$

$$Q_r = Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (35)$$

Igual que en el Caso 5, se puede sustituir a R por kQ^2 en la ecuación (34) y obtener la carga en términos de flujo:

$$H_r - H_{s2} = R_1 + R_2 = k_1 Q_r^2 + k_2 Q_2^2 \quad (36)$$

$$H_r - H_{s3} = R_1 + R_3 = k_1 Q_r^2 + k_3 Q_3^2 \quad (37)$$

Al resolver Q_2 y Q_3 :

$$Q_2 = \sqrt{(H_r - H_{s2} - k_1 Q_r^2)/k_2} \quad (38)$$

$$Q_3 = \sqrt{(H_r - H_{s3} - k_1 Q_r^2)/k_3} \quad (39)$$

Al sumarlas y sustituir a H_r en la ecuación (1) se obtiene:

$$Q_r = \frac{a + bQ_r + (c - k_1)Q_r^2 - H_{s2}}{k_2} + \frac{a + bQ_r + (c - k_1)Q_r^2 - H_{s3}}{k_3} \quad (40)$$

Esto no se puede resolver con álgebra y se necesita una solución por tanteos para obtener Q_r y una vez conocida, se puede calcular H_r con la ecuación (1) y con ello se determina el punto de funcionamiento. Después, se pueden calcular Q_2 y Q_3 con las ecuaciones (38) y (39).

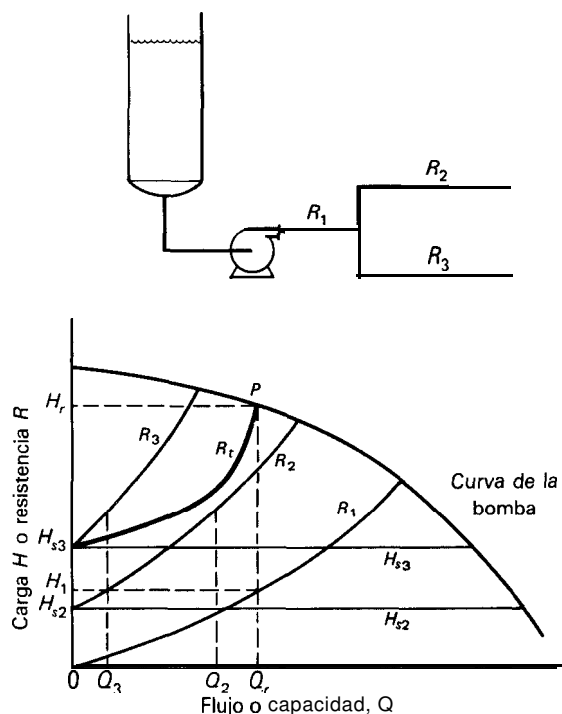


Fig. 7 Caso 7: Resistencia en serie y en paralelo

Por ejemplo: supóngase que la ecuación de la bomba es la misma que en el Caso 1 y que las constantes de resistencia son $k_1 = 0.008$, $k_2 = 0.015$ y $k_3 = 0.02$. Para la instalación en serie-paralelo (Fig. 7) con una carga fija de 20 ft en el segundo tubo y de 40 ft en el tercero, ¿cuál es el punto de funcionamiento de la bomba?

Con la ecuación (40) y mediante tanteos, $Q_r = Q_1 = 62.8$ gpm. Con la ecuación (1), $H_r = 79.3$ ft. Con las ecuaciones (38) y (39), $Q_2 = 43.0$ gpm y $Q_3 = 19.7$ gpm.

Para especificar la carga nominal de la bomba

Ahora que ya se ha visto lo que puede entregar una bomba dada en un circuito dado, se verá la forma de especificar la bomba requerida para un flujo determinado.

El procedimiento es sencillo: Encuéntrase la resistencia R_r o la carga H_r totales como función de Q , y agregar el Q_r deseado para obtener la carga. Esto se ilustrará con tres ejemplos:

Ejemplo para el Caso 1. Para el sistema de la figura 1 descrito en el Caso 1, ¿qué carga nominal se necesita para entregar 50 gpm? Con la ecuación (7).

$$\begin{aligned} H_r &= (k_1 + k_2)Q_r^2 \\ &= (0.015 + 0.020)(50)^2 \\ &= 87.5 \end{aligned}$$

Por tanto, se necesita una bomba especificada para 87.5 ft con 50 gpm.

Ejemplo para el Caso 2. Para el sistema de la figura 2 descrito en el Caso 2, ¿qué carga nominal se necesita para entregar 100 gpm? Con la ecuación (13).

$$\begin{aligned} H_r &= (1/\sqrt{k_1} + 1/\sqrt{k_2})^{-2} Q_r^2 \\ &= (1/\sqrt{0.015} + 1/\sqrt{0.020})^{-2} (100)^2 \\ &= 43.1 \end{aligned}$$

Por tanto, se necesita una bomba especificada para 43.1 ft con 100 gpm.

Ejemplo para el Caso 3. Para el sistema de la figura 3 descrito en el Caso 3, ¿qué carga nominal se necesita para entregar 45 gpm? Con la ecuación (17):

$$\begin{aligned} H_r &= H_s + (k_1 + k_2)Q_r^2 \\ &= 20 + (0.015 + 0.02)(45)^2 \\ &= 90.9 \end{aligned}$$

Por tanto, se necesita una bomba especificada para 90.9 ft con 45 gpm.

Analítico o gráfico

Ahora que se ha visto el método analítico para calcular el flujo o la carga para siete circuitos de bomba y tubos diferentes, ¿qué se puede decir del método gráfico? Como se indica en las figuras 1 a 5, no es difícil formar la curva de resistencia total. Para resistencia en serie y carga fija, la curva de resistencia total es la suma de las resistencias con cualquier flujo dado. Para resistencia en paralelo, la curva de resistencia total es la suma de los flujos con cualquier carga dada. Una vez que se traza la curva de resistencia total, el punto de funcionamiento es donde esta curva cruza la curva de la bomba.

Sin embargo, los sistemas de las figuras 6 y 7 no son tan sencillos. En cualquiera de los casos, una solución gráfica requiere trazar diversas curvas, por lo cual se acumularán los errores en ellos.

Por contraste, las fórmulas analíticas pueden dar resultados con aproximación de uno o más decimales. Los límites del método analítico son que la curva de la bomba se debe reducir a una ecuación cuadrática y que el flujo debe ser turbulento.

El autor



Mahesh Talwar es ingeniero en la sección de procesos mecánicos de The Ralph M. Parsons Co., East Annex 6F-218, 100 West Walnut St., Pasadena, CA 91124, e interviene en el diseño de plantas petroquímicas. Se especializa en flujo de líquido y diseño de tubería y ha preparado varios programas de computadora para ellos. Tiene licenciatura del Benares Hindu University Institute of Technology y maestría del California State Polytechnic, en ingeniería química. Está registrado en California y es miembro de AIChE y Society of Petroleum Engineers de América. Está registrado en Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers.

Dimensionamiento de bombas centrífugas para servicio seguro

Estas aplicaciones requieren, cuando menos, una recirculación mínima para tener funcionamiento seguro y confiable. Si se establece primero ese valor, el método descrito determina el tamaño requerido del impulsor.

Mileta Mikasinovic y Patrick C. Tung, Ontario Hydro

Un servicio especial de las bombas centrífugas en las industrias de procesos químicos es en aplicaciones relacionadas con la seguridad, en las que las bombas suelen ser para reserva. En estos sistemas, por lo general, la bomba es de tamaño más grande que el necesario y tiene un cuadro para recirculación conectado por tubos para evitar el sobrecalentamiento al mantener un flujo seguro mínimo. En la figura 1 se presenta un diagrama de este sistema. Como se ilustra, la recirculación se controla con un orificio del tamaño necesario en vez de válvulas, porque un orificio es menos costoso y más confiable.*

Flujo seguro mínimo

Cuando una bomba centrífuga funciona cerca de sus condiciones de corte, la mayor parte del caballaje consumido se convierte en calor desperdiciado, que aumenta la temperatura del líquido que se bombea (por lo general agua) y en un momento dado produce vaporización. Cuando estos vapores llenan el espacio libre entre los elementos rotatorios de la bomba, ocurrirá la pegadura.*

La recirculación mínima requerida en una bomba para evitar el sobrecalentamiento se determina con las siguientes ecuaciones:³

$$w_{\min} = \frac{2.545(\text{BHP} - \text{WHP})}{C_p T_p} \quad (1a)$$

$$\text{WHP} = \frac{w_{\min} H_s}{1.98(10)^6} \quad (1b)$$

Al combinar las ecuaciones (1a) y (1b) se tiene:

$$w_{\min} = \frac{2.545 \text{ BHP}}{C_p T_p + 1.285(10^{-3})H_s} \quad (2)$$

El aumento permisible en la temperatura T_p en un sistema particular de bombeo depende de la temperatura del líquido que se maneja y de la carga neta positiva de succión *NPSH*. es decir⁴:

$$T_p = T_s - T_{op} \quad (3)$$

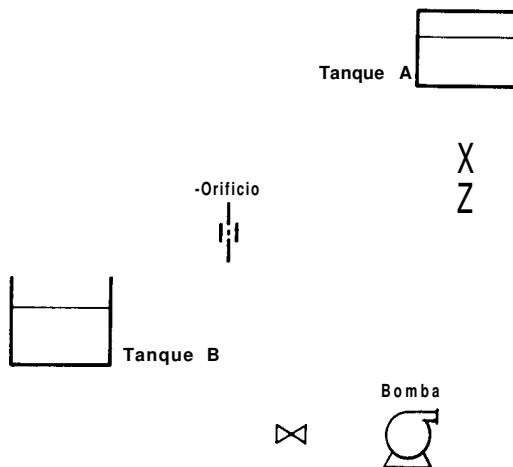


Fig. 1 Sistema de bombeo con tubo para recirculación continua

en donde T_s es la temperatura de saturación correspondiente a la suma de la presión de vapor y de la $(NPSH)_A$ es decir, $P_v + P_{NPSH}$.

Procedimiento para selección

Con base en el sistema de la figura 1, el procedimiento de selección de una bomba que permita una recirculación segura es:

1. Selecciónese una bomba que produzca el flujo de descarga Q_A deseado (Fig. 2). La curva E es la característica de carga y capacidad de la bomba y la curva A es la de carga del sistema para la descarga hacia el tanque A. La bomba funciona con una carga de H_{op} .

2. Para incluir la recirculación continua en el sistema de bombeo, hay que aumentar el caudal de la bomba con la carga H_{op} de funcionamiento para mantener una descarga de Q_A hacia el tanque A y, al mismo tiempo, una recirculación Q_B de retorno al tanque B (Fig. 3).

Para lograrlo, se selecciona el tamaño inmediato mayor de impulsor con la curva de rendimiento F.

3. Si se conoce el flujo Q_B con la curva H_{op} de funcionamiento para el orificio y tubo de recirculación, el flujo de recirculación Q , en el punto de corte de la bomba se puede determinar con:

$$Q_s = Q_B \sqrt{\frac{H_s}{H_{op}}} \quad (4)$$

en donde H_s es la carga de corte de la bomba con la curva de rendimiento F.

4. Calcúlese el flujo mínimo seguro, Q_{min} , para la bomba con curva de rendimiento F y la ecuación (2) y conviértase w_{min} a Q_{min} .

5. Compárese la recirculación, Q , en el punto de corte de la bomba contra el flujo seguro mínimo, Q_{min} . Si Q , es mayor que o igual a Q_{min} , esto concluye el proceso de selección.

Si Q , es menor que Q_{min} , selecciónese el tamaño inmediato mayor de impulsor y repítanse los pasos 3, 4 y

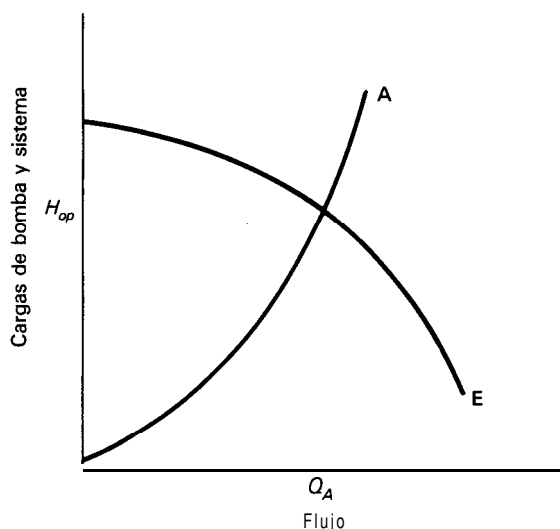


Fig. 2 Curvas de carga del sistema para bomba y tubo de descarga sin recirculación

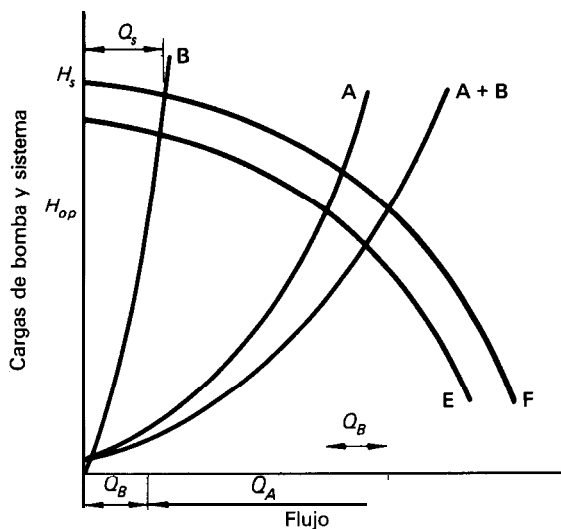


Fig. 3 Curvas de carga del sistema para bomba y tubo de descarga con recirculación

5 hasta determinar el tamaño de impulsor que produzca la recirculación mínima segura.

Ejemplo

Determinése el tamaño de impulsor de una bomba centrífuga que produzca una recirculación segura y continua para evitar sobrecalentamiento de la bomba al pararla. La bomba entrega 320 gpm de agua con una carga de funcionamiento de 450 ft; el agua está a 220°F y el sistema tiene una $NPSH$ de 5 ft.

Las curvas de rendimiento de la bomba y de la característica de carga del sistema para la descarga aparecen en la figura 4. Los BHP para un impulsor de 11 y de 11½ in en el momento de paro son 53 y 60, respectivamente.

■ Calcúlese el aumento permisible en la temperatura. Para agua a 220°F es:

$$P_v + P_{NPSH} = 17.2 \text{ psia} + \frac{5 \text{ ft}(59.6 \text{ lb/ft}^3)}{144 \text{ in}^2/\text{ft}^2} = 19.3 \text{ psia}$$

Notación

BHP Caballaje al freno

C_p Calor específico

H_{op} Carga de funcionamiento de bomba, ft

H_s Carga de paro de bomba, ft

P_{NPSH} $NPSH$ disponible, psia

P_v Presión de vapor, psia

Q_A Flujo requerido en la descarga, gpm

Q_B Recirculación continua en la condición de funcionamiento de la bomba, gpm

Q_{min} Recirculación segura, gpm

Q_s Recirculación continua en punto de paro de bomba, gpm

T Temperatura del líquido, °F

T_{op} Temperatura de funcionamiento de la bomba, °F

T_p Elevación de temperatura permisible

T_s Temperatura de saturación, °F

w_{min} Masa segura de recirculación, lb/h

WHP Caballos de agua

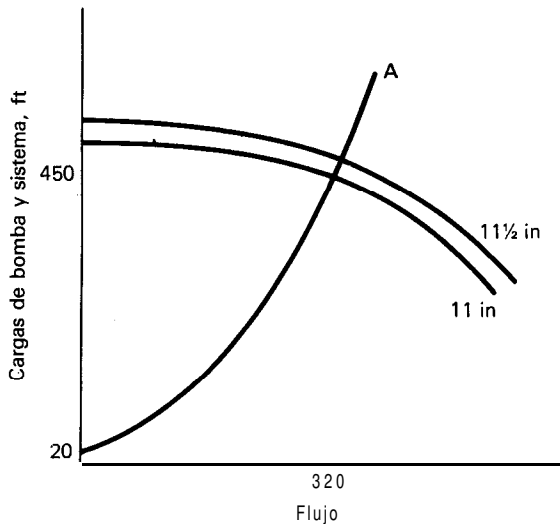


Fig. 4 Curvas de carga del sistema sin recirculación (para el ejemplo en el texto)

Con el empleo de las tablas para vapor, la temperatura de saturación, T_s , correspondiente es 226.1°F. El aumento permisible en la temperatura, T_p , se calcula al aplicar la ecuación (3):

$$\begin{aligned} T_p &= T_s - T_{op} \\ &= 226.1 - 220 \\ &= 6.1^\circ\text{F} \end{aligned}$$

■ Calcúlese la recirculación. En la figura 5 se ilustra que con un impulsor de 11 1/2 in, la recirculación continua Q_B con una carga de funcionamiento de 450 ft es de 48.6 gpm. La recirculación continua con la carga de paro: H_s , de 540 ft, se calcula con la ecuación (4):

$$\begin{aligned} Q_s &= Q_B \sqrt{\frac{H_s}{H_{op}}} \\ &= 48.6 \sqrt{\frac{540}{450}} \\ &= 53.2 \text{ gpm} \end{aligned}$$

■ Calcúlese el flujo mínimo seguro. Con el empleo de la curva de rendimiento de la bomba con un impulsor de 11 1/2 in y la aplicación de la ecuación (2) se obtiene

$$\begin{aligned} w_{min} &= \frac{2\,545 \text{ BHP}}{C_p T_p + 1.285(10^{-3})H_s} \\ &= \frac{2\,545(60)}{1.0(6.1) + 1.285(10^{-3})540} \\ &= 22,476 \text{ lb/h} \\ \therefore Q_{min} &= \frac{22\,476 \text{ lb/h}}{8.02 \frac{\text{ft}^3/\text{h}}{\text{gpm}} (59.6 \text{ lb}/\text{ft}^3)} \\ &= 47.1 \text{ gpm} \end{aligned}$$

■ Compárese Q_s con Q_{min} . Dado que $Q_s = 53.2$ gpm es mayor que $Q_{min} = 47.1$ gpm, el impulsor de 11 1/2 in

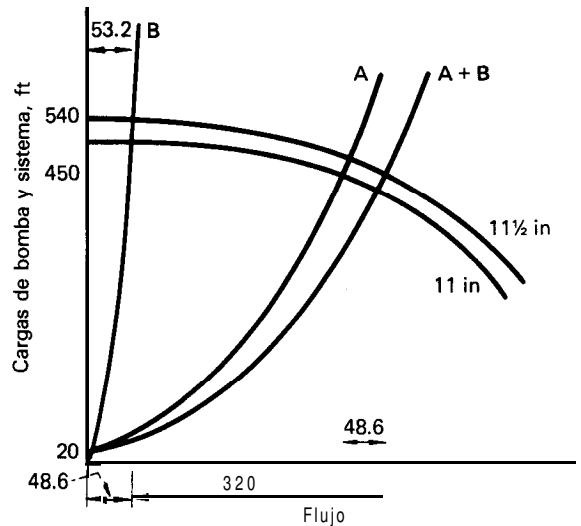


Fig. 5 Curvas de carga del sistema con recirculación (para el ejemplo en el texto)

es adecuado para tener recirculación continua segura. Un impulsor de 11 1/4 in no sería adecuado porque $Q_{min} = 45$ gpm y $Q_s = 25.6$ gpm.

Referencias

1. Mikasinovic, M., and Tung, P. C., Sizing of Throttling Orifices, *Heating/Piping/Air Conditioning*, December 1978.
2. Frey, E. H., Don't Run Centrifugal Pumps Near Shutoff, *Power*, December 1959.
3. Karassik, I. J., Krutzsch, W. C., Fraser, W. H., and Messina, J. P., "Pump Handbook," McGraw-Hill, N.Y., 1976, Sect. 13-12 and 14.33.
4. Hicks, T. G., and Edwards, T. W., "Pump Application Engineering," McGraw-Hill, N.Y., 1971.

Los autores



Mileta Mikasinovic es ingeniero especialista en diseño en Ontario Hydro, 700 University Ave., Toronto, Ontario, M5G 1X6, Canadá. Sus actividades incluyen diseño y construcción de equipo mecánico para las industrias generadoras, químicas y petroquímicas. Tiene título de ingeniero de la Universidad de Belgrado, Yugoslavia. Es ingeniero profesional en Ontario y miembro de la Canadian Soc. for Professional Engineers. Es el autor de un manual de flujo de líquidos publicado en Yugoslavia y de algunos artículos publicados en Estados Unidos.



Patrick C. Tung es ingeniero de diseño en Ontario Hydro y su trabajo incluye diseño de recipientes de presión, tubería para procesos y equipo relativo. Tiene licenciatura en ingeniería mecánica de la University of Wisconsin y maestría en administración de empresas en la Universidad de Massachusetts. Es ingeniero registrado en Ontario, miembro de la SAE y es autor de varios artículos.

Sistemas de recirculación para enfriar bombas centrífugas

Las bombas centrífugas se sobrecalientan si el gasto es muy bajo. Se presentan las técnicas para impedirlo.

Peter P. Van Blarcom, Yarway Corp.

Las bombas centrífugas se enfrían con el líquido que bombean y éste arrastra el calor producido por los componentes rotatorios y cojinetes. Cuando las bombas funcionan con gastos grandes, son suficientes para evitar el sobrecalentamiento. Con menores volúmenes de bombeo, el enfriamiento puede ser inadecuado y hay el riesgo de falla de la bomba por pegadura de cojinetes o dilatación térmica excesiva del impulsor.

Para asegurar el funcionamiento seguro de la bomba con todos los gastos, en especial cuando funciona a menos del 25 % de su capacidad nominal, se utilizan los sistemas de recirculación (derivación). Estos sistemas impiden que el caudal de bombeo baje a menos del mínimo requerido para evitar el sobrecalentamiento. El exceso de líquido se recircula al depósito o sumidero.

Los sistemas de recirculación también se utilizan para mejorar el control. Algunas bombas centrífugas, en especial las pequeñas de alta velocidad utilizadas en las plantas de procesos químicos tienden a ser inestables con gasto bajo. Cuando hay recirculación, se mantiene la estabilidad en forma precisa para mejor control del gasto.

Se utilizan tres tipos básicos de sistemas de recirculación para proteger las bombas centrífugas en las industrias de procesos químicos y son: sistema de recirculación continua, de recirculación controlada y de recirculación automática. Cada uno tiene sus ventajas y desventajas en aplicaciones específicas.

Sistemas de recirculación continua

En un sistema de recirculación continua (Fig. 1) hay recirculación continua del líquido desde la salida de la

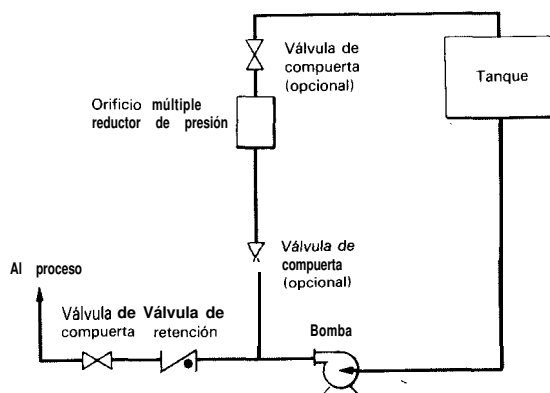


Fig. 1 El sistema de recirculación continua es complejo, costoso y de difícil mantenimiento

bomba hacia el tanque o depósito. Un orificio fijo en el tubo de recirculación crea una presión diferencial entre la descarga de la bomba y el tanque. El orificio es de un tamaño para recircular suficiente líquido y mantener fría la bomba en todo momento.

Aunque los sistemas de recirculación continua dan protección eficaz para la bomba, son costosos y poco eficientes (Fig. 2). La bomba y el propulsor deben ser de mayor tamaño que el requerido y hay recirculación de fluido aunque el flujo sea suficiente para evitar el sobrecalentamiento, lo cual es un desperdicio de energía.

El costo del exceso de energía puede ser de varios miles de dólares al año en una bomba con una capacidad de apenas 300 gal/h. La recirculación es de alrededor de

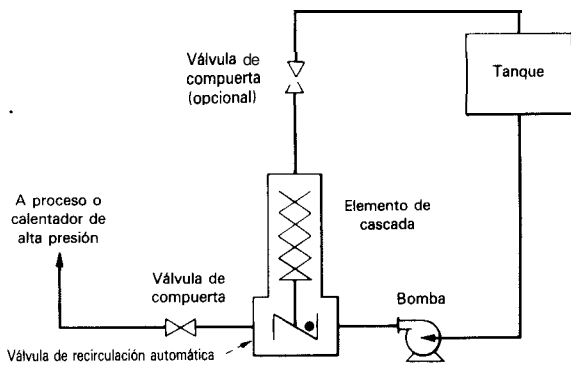


Fig. 4 El control automático de recirculación tiene todas las funciones en una unidad que no consume corriente

la recirculación cuando el caudal en el proceso llega a un volumen inseguro y la corta cuando el volumen es una cantidad segura.

Las válvulas ARC son para funcionar con altas presiones y se emplean en las plantas de procesos químicos para proteger las bombas de líquidos del proceso, bombas de alimentación de calderas, reforzadoras para condensado, de drenaje de calentadores, para enfriamiento auxiliar, etc.

En el sistema ARC ilustrado, una válvula de retención, de disco elevable bajo carga de resorte, actúa como elemento detector del flujo (Fig. 6) y abre y cierra una válvula piloto pequeña en respuesta a los cambios en el gasto principal. La válvula piloto dispara la apertura y cierre de la válvula de control de recirculación y ésta corta el paso de flujo en forma hermética. Un elemento de cascada disipa la energía de la alta presión del líquido antes de devolverlo al tanque de baja presión.

Con flujo principal normal, la válvula de retención se levanta de su asiento y flota sobre el flujo que descarga de la bomba. La extensión inferior de la válvula de retención levanta el extremo izquierdo del brazo de palanca y permite que asiente la válvula piloto para evitar recirculación en el sistema de baja presión.

La presión total de descarga de la bomba en la cabeza de la válvula piloto la mantiene bien asentada. Esta presión, que también se aplica en el elemento o pistón de cascada por el espacio anular alrededor del vástago de la válvula piloto, cierra la válvula de cascada y evita la circulación en derivación. El líquido a presión de la bomba se aplica también en el lado opuesto del pistón pero contra una superficie más pequeña y la válvula de recirculación por cascada permanece cerrada.

Cuando disminuyen los requisitos del proceso y se reduce el caudal del bombeo, la válvula de retención bajo carga de resorte empieza a descender hacia su asiento y el brazo de palanca, que pasa por su punto de pivoteo, abre la válvula piloto. En este momento, se descarga el líquido a alta presión que hay en la cabeza del pistón del elemento de cascada corriente abajo a la parte de derivación a baja presión del sistema. Ahora, el pistón se mueve a la derecha por el desequilibrio en la presión y empieza la recirculación.

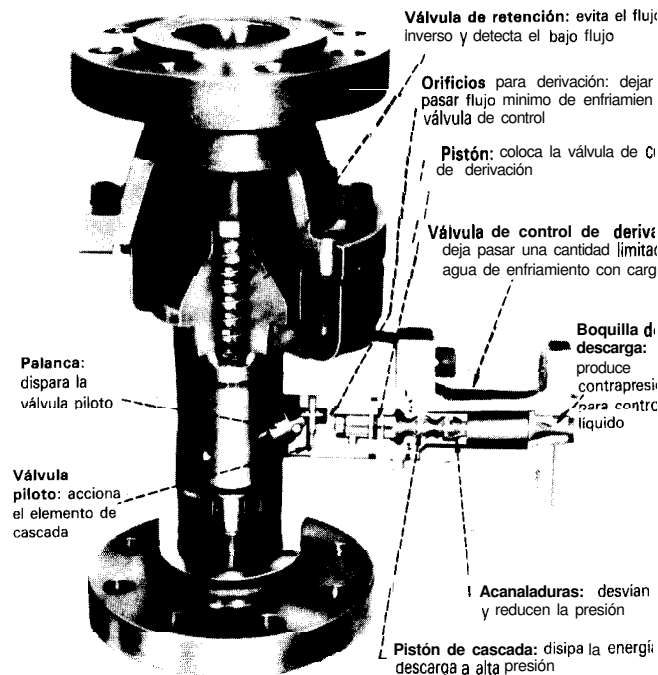


Fig. 5 Válvula automática típica de control de recirculación

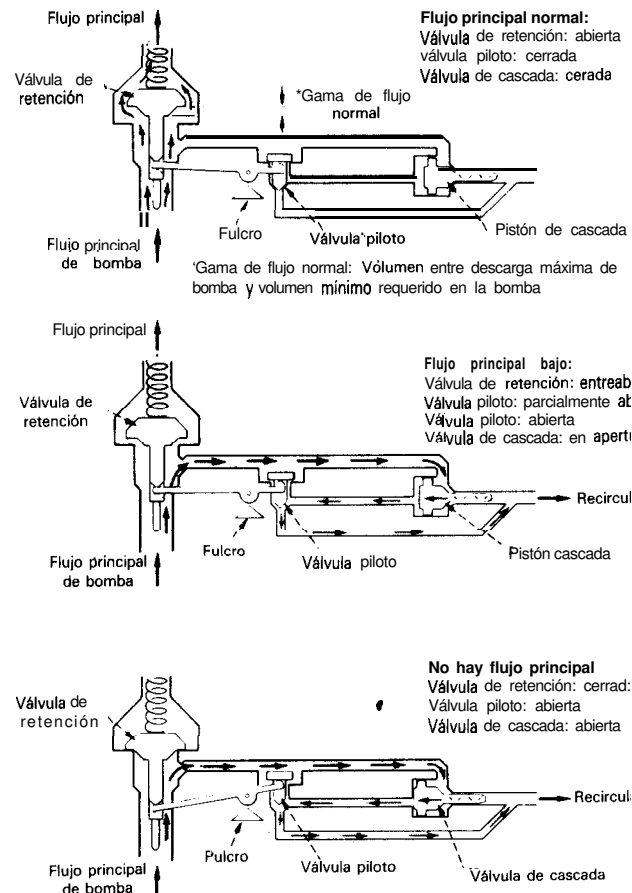


Fig. 5 Funcionamiento de válvula de control de recirculación automática

El punto en el cual se abre la válvula piloto para que el sistema esté en el modo de derivación se calcula de acuerdo con las características de la bomba. Lo controla el espacio anular entre la parte inferior cónica de la válvula de retención y el cuerpo circundante. El disco de la válvula de retención se convierte, en realidad, en un aforador de superficie variable cuando las cantidades movidas por la bomba son menores al 40% de su capacidad.

Cuando no se requiere circulación en el proceso, la válvula de retención asienta por completo y el pistón y válvula de cascada abren del todo. La recirculación, que ahora es máxima, vuelve al tanque o sumidero de baja presión.

La válvula de retención cerrada impide la circulación inversa en la bomba cuando ésta se encuentra parada. Si se desea, la circulación inversa en el sistema de recirculación se puede emplear para mantener calientes las carcasa y componentes internos de la bomba.

La válvula de cascada controla la circulación en derivación y disipa la energía de alta presión del líquido que se recircula al tanque. Puede controlar, prácticamente, cualquier caída de presión.

Como las superficies de asentamiento no están expuestas al líquido a alta velocidad pueden mantener el cierre hermético del sistema de recirculación por largo tiempo. Y como no se necesita potencia eléctrica o neumática externa, el sistema es de falla sin peligro, por lo cual la recirculación siempre es suficiente para que no se sobrecaliente la bomba.

Cuando se conectan varios tubos de descarga de bombas en un múltiple para un solo sistema de alimentación, se debe proteger cada bomba con su propia válvula ARC. Si se intenta proteger varias bombas con un solo sistema de recirculación, la interacción entre la descarga y la presión de cada bomba puede hacer que una no reciba suficiente líquido y que sufra calentamiento y posible cavitación. Asimismo, cada tubo de recirculación en cualquier tipo de sistema de derivación debe tener válvula de retención, de modo que las variaciones en la presión en el recipiente receptor o en el tanque de succión no influyan en el sistema de recirculación.

Control de recirculación con modulación automática

La cantidad de recirculación para proteger las bombas de proceso contra sobrecalentamiento pueden ser hasta del 50% de la capacidad de la bomba en algunas aplicaciones. Como se ilustra en la figura 7, se pueden lograr grandes ahorros de energía con el empleo de un sistema de recirculación automática con modulación en vez de ser de corte y paso. Este tipo de sistema de recirculación se utiliza mucho para proteger bombas para líquidos de hidrocarburos como gasolina, butano, propano, polietileno y nafta.

La válvula automática de control de recirculación a baja presión (LARC) se asemeja en su aspecto físico a la válvula ARC. Sin embargo, el pistón de derivación está conectado directamente con el disco de la válvula de re-

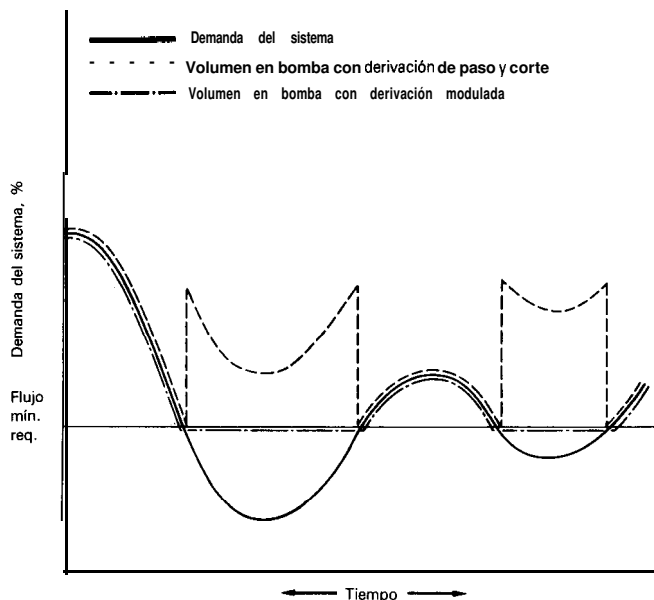


Fig. 7 La eficiencia de energía cuando la recirculación se modula en forma continua con la demanda

tención que actúa como detector o sensor de circulación y no se utiliza válvula piloto para iniciar la derivación.

La posición del disco en la posición de “no hay flujo principal” se muestra en el lado izquierdo de la figura 8. En esta posición, se deriva la mínima recirculación segura. Cuando se eleva el disco en respuesta a un aumento en el flujo principal al proceso (dibujo central), un elemento de cascada integral con el disco cierra los conductos para recirculación. Cuando el disco está en la posición superior (dibujo derecho) el elemento de cascada cierra por completo la derivación. Cuando se reduce el flujo principal, ocurre lo opuesto y vuelve a aumentar la recirculación.

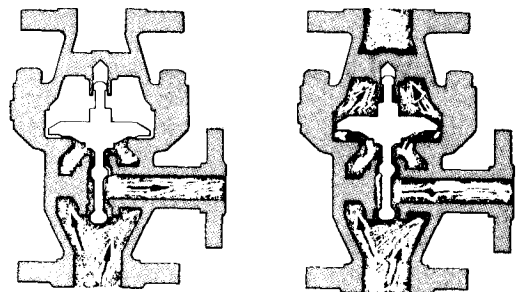
En esta forma, se modula la recirculación de modo que el flujo principal para el proceso junto con la recirculación sean los precisos para mantener la bomba fría y con funcionamiento estable. El sistema es eficiente en energía pues no se desperdicia energía para bombear más líquido recirculado del necesario.

Igual que en la válvula ARC todos los sellos son estáticos. No hay vástago de válvula de control que pase por las empaquetaduras, en donde podrían ocurrir fugas. Esto es de especial importancia cuando se bombean líquidos corrosivos, tóxicos o explosivos.

Como la válvula LARC tiene piezas móviles es ideal para servicio con líquidos de proceso “sucios”. Y como puede derivar altos volúmenes, es útil para mantener la estabilidad de bombas centrífugas de alta velocidad que tienden a ser inestables con cargas menores al 50% de su capacidad nominal.

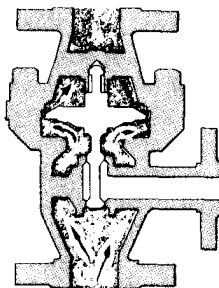
Selección del sistema de recirculación

Se habrá apreciado que los sistemas de recirculación automática son los mejores para proteger bombas centrífugas en los aspectos de costo inicial, costo de opera-



No hay flujo principal

Derivación y flujo principal



No hay derivación

Fig. 8 Funcionamiento de válvula automática de control de recirculación

ción y mantenimiento, confiabilidad y eficiencia en energía. La gran eficiencia en energía de las válvulas LARC las hace la selección idónea en aplicaciones en donde las diferencias en presión no exceden de 500 psi; si son mayores, se deben especificar válvulas ARC.

Cuando se especifican sistemas de recirculación para aplicaciones particulares, hay que solicitar las recomendaciones de los fabricantes de las bombas y del control automático de recirculación. Cuando menos, el fabricante del sistema de recirculación debe conocer la capacidad máxima de bombeo, la recirculación requerida para proteger la bomba contra sobrecalentamiento e inestabilidad,, la presión en el tanque o sumidero, el tipo y densidad del líquido que se va a bombear y su temperatura. Con esta información se puede recomendar un sistema adecuado para recirculación

El autor



Peter P. Van Blarcom es Gerente de Ventas de Productos de la Power Div., de Yarway Corp., Blue Bell, PA 19422. Antes de ingresar a Yarway trabajó en la Industrial Div., de Armstrong Cork. Tiene título de ingeniero mecánico por la Duke University, ha publicado numerosos artículos relacionados con válvulas de control e indicadores de nivel de líquido y es miembro de la ASME.

Selección de una bomba centrífuga

Se presenta un procedimiento lógico y organizado para seleccionar una bomba centrífuga que cumpla con los requisitos individuales de un proceso.

G. J De Santis, Union Pump Co.

Aunque las bombas centrífugas ya están incluidas en las normas publicadas, de todos modos hay suficiente libertad para especificar y construir cada bomba para un requisito individual. En consecuencia, la selección de esta bomba puede ser un problema complejo para muchos ingenieros que no tengan suficiente información para relacionar todos los datos pertinentes.

El problema se resuelve con una simple organización de los datos según su relación con las variables independientes y dependientes. En las bombas centrífugas la relación tiene el siguiente orden: curvas de características, diseño del impulsor, número de etapas, carga neta positiva de succión, diseño de las carcassas y caracol, diseño del difusor y montajes.

Curvas de características

Los ingenieros químicos determinan sus necesidades de una bomba específica sobre la base de los caudales y presiones, a partir de un análisis del sistema del proceso. Aunque la presión y el caudal o flujo pueden variar entre un valor de operación y el de diseño, los requisitos de la bomba, que se suelen basar en presión diferencial o carga en pies del líquido circulante, se suelen considerar como un solo valor de referencia.

Pero las bombas no funcionan así. Las bombas, que son básicamente transmisoras de energía, producen la carga mediante la fuerza centrífuga aplicada al líquido cuando entra al ojo o centro del impulsor (Fig. 1) y avanza por los conductos en el impulsor hacia la carcassa y sale por una boquilla de descarga. Esto produce una carga que varía según la cantidad de líquido que entra al ojo

del impulsor. Por lo general, la carga se reduce cuando aumenta el caudal (Curva A, Fig. 2) y como regla, la carga máxima ocurre en el punto de paro o corte, en el cual hay cero flujo, como si se hubiera cerrado una válvula en la salida de la bomba.

La curva del caballaje al freno de la bomba (Curva B, Fig. 2) es el producto del flujo, carga diferencial y eficiencia (Curva C, Fig. 2). El punto más alto en la curva de caballaje al freno que se podría esperar con un análisis de la curva de carga-capacidad y de los requisitos del sistema, indicará el caballaje que se debe especificar para la propulsión de la bomba. El caballaje al freno requerido para funcionamiento normal caerá más allá del pico de la curva de eficiencia, porque los fabricantes de bombas tratan de suministrar una bomba que funcione a su máxima eficiencia o cerca de ella.

Evaluación de curvas de carga-capacidad

Algunas operaciones de proceso, como las que requieren control preciso del flujo, necesitan una carga que varía mucho con los cambios en la capacidad. Estos procesos necesitan bombas que tengan curvas crecientes de carga-capacidad (Fig. 3). Otros procesos, como un suministro de agua para enfriamiento necesitan una carga más o menos constante con una gran variación en la capacidad y para éstos las bombas adecuadas son las que tienen curvas planas de carga-capacidad (Fig. 4).

Desafortunadamente, no hay una distinción definida entre estas curvas de características. Sin embargo, como regla empírica, las curvas que indican un aumento de 150% en la carga entre las capacidades de máxima efi-

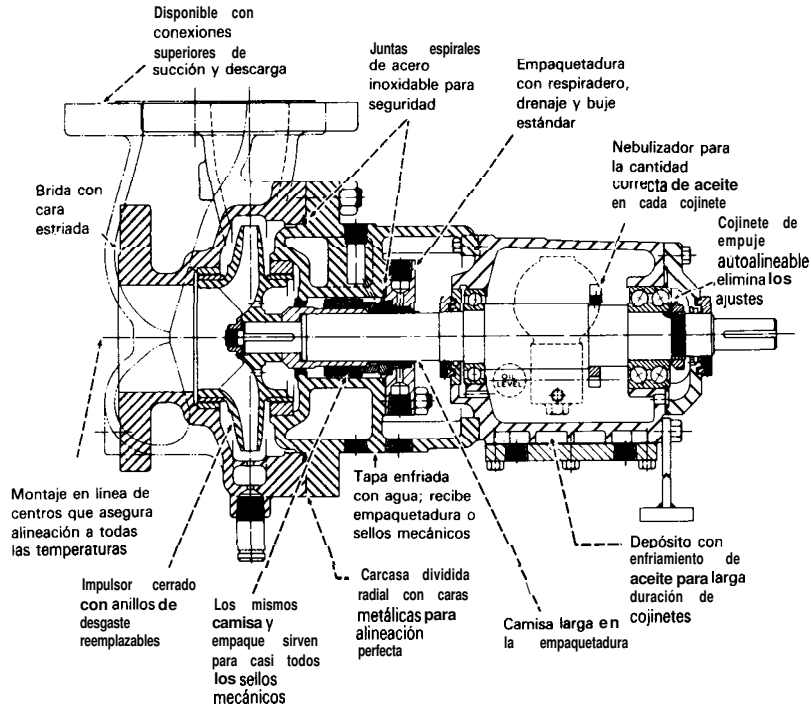


Fig. 1 Corte transversal de una bomba centrífuga con succión sencilla

ciencia y de corte, se llaman curvas de “elevación pronunciada”; las que indican un aumento de 10 a 25 % se llaman de “elevación estable” y las que no tienen más de 10% de aumento se llaman “planas”.

Además, ciertas bombas tienen una curva que produce su máxima carga a alguna capacidad entre el corte y la de máxima eficiencia (Fig. 5). Como estas bombas tienen dos capacidades a las cuales producirán la misma car-

ga, pueden moverse entre una y otra con lo que se llama “oscilación” y para evitarla, esas bombas se deben especificar para servicios en donde la carga producida es siempre inferior al corte.

Una de las mejores formas de evaluar el rendimiento esperado de una bomba centrífuga es superponer una curva de carga, presión y capacidad para el proceso en la curva característica de la bomba (Fig. 6). Como la bom-

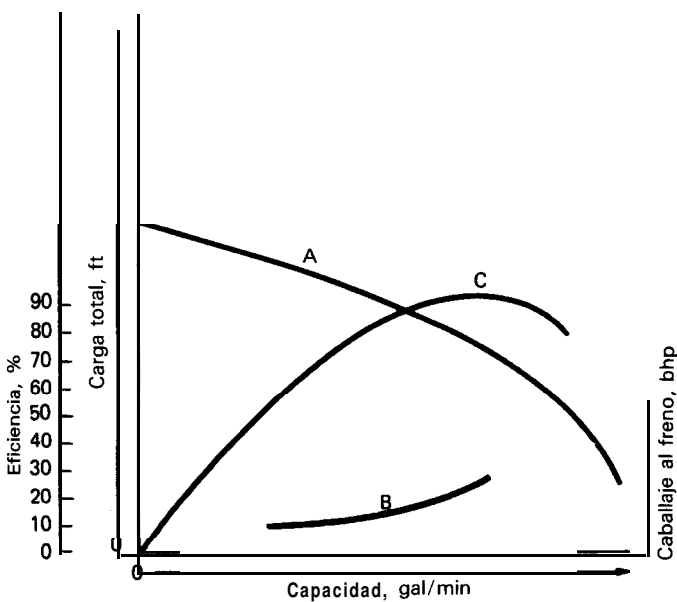


Fig. 2 Curvas características de una bomba centrífuga

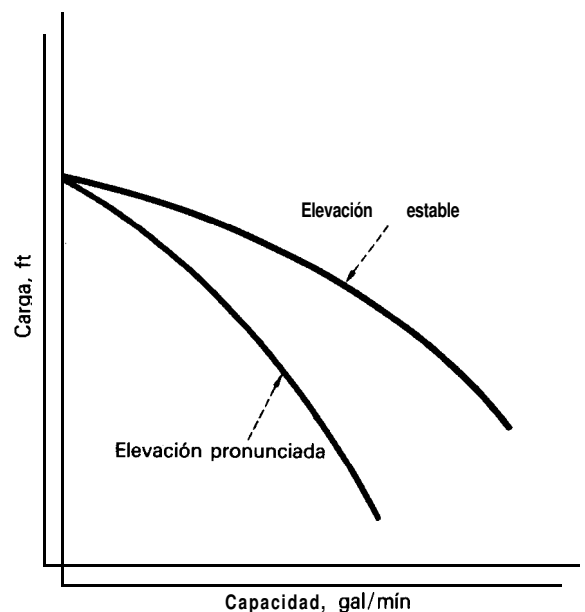


Fig. 3 Curvas de carga vs capacidad de elevación fuerte y estable

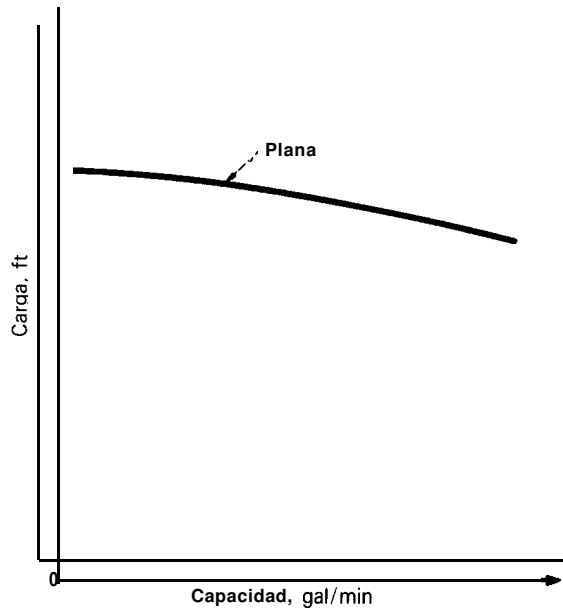


Fig. 4 Curva plana de carga vs capacidad

ba funcionará en un punto que corresponde a la intersección de las dos curvas, hay que alterar la carga del sistema, como se hace con una válvula de control.

En algunos casos, un proceso se prestará más para dos bombas que funcionen en paralelo y la mejor combinación son dos bombas que tengan curvas de carga-capacidad idénticas, de aumento estable, que produzcan una curva combinada que tenga la misma carga pero el doble de capacidad (Fig. 7). Cuando no es posible tener dos bombas idénticas, la única ocasión en que las bombas distintas compartirán una parte igual de la carga de trabajo será cuando se crucen sus curvas (Punto A, Fig.

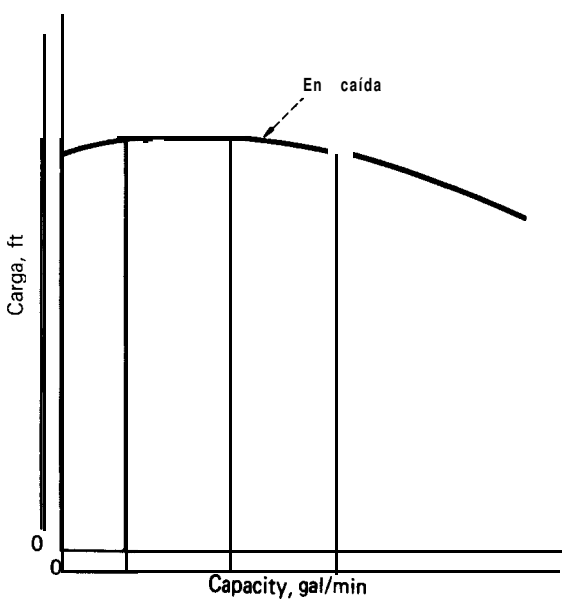


Fig. 5 Curva de carga vs capacidad con cresta mayor que el corte

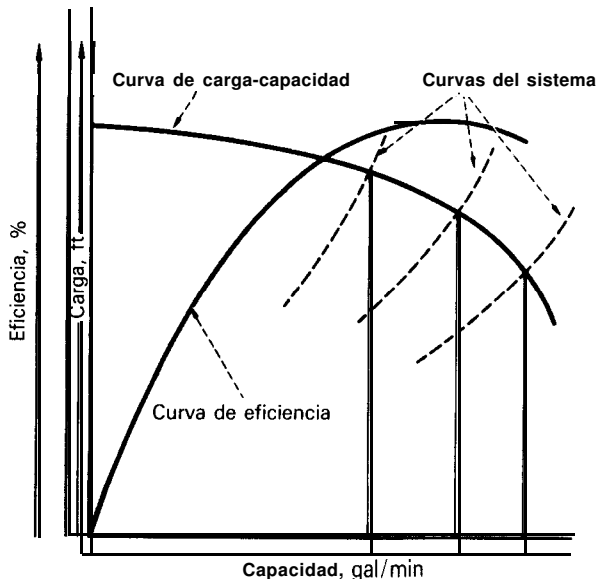


Fig. 6 Concordancia de curvas del sistema con la de carga-capacidad

8). La estrangulación excesiva en esos sistemas (Punto B, Fig. 8) puede hacer que una bomba trabaje “en seco” y la otra entregue toda la capacidad.

Hay que evitar el funcionamiento en seco o sin flujo, porque la energía transmitida al líquido se transformará en calor y el aumento de temperatura puede dañar la bomba o ser peligroso.

Diseños de impulsores

Los ingenieros químicos deben prever que la forma de la curva característica de la bomba se reflejará en el di-

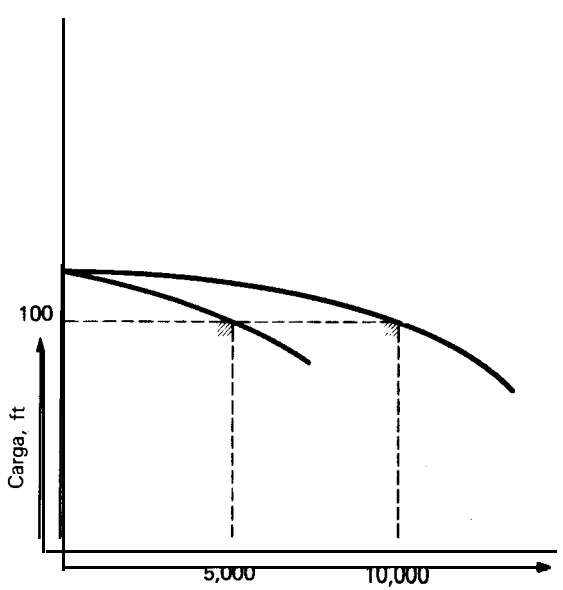


Fig. 7 El funcionamiento en paralelo aplana la curva de carga vs capacidad

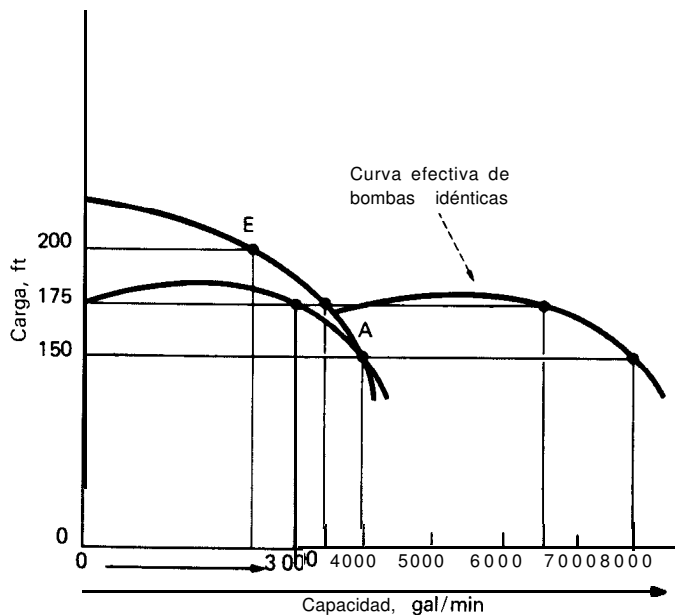


Fig. 8 Resultados de bombas en paralelo desiguales

serio físico y, además, que puede haber cierto grupo o clase de curvas relacionadas con una clase o tipo de construcción de bomba. Esto es lo que ocurre, excepto que las curvas se identifican en forma matemática en la expresión para la velocidad específica.

$$S = NQ^{1/2}/H^{3/4}$$

en donde: S = velocidad específica de la bomba

N = velocidad de rotación, rpm

Q = flujo a máxima eficiencia o cerca de ella, gpm

H = carga, pies por etapa o paso

En general, los impulsores se clasifican como radiales cuando la velocidad específica es de 500 a 1 500, de flujo mixto cuando es de 2 000 a 6 000 y axiales cuando es de 7 000 a 20 000. Estos nombres describen el patrón principal de circulación del líquido en la bomba. Con impulsores radiales, el líquido circula hacia fuera desde el centro del impulsor (Fig. 9). Con impulsores axiales, circula a lo largo del eje geométrico del eje de propulsión (Fig. 10). Con impulsores de flujo mixto, circula a lo largo del eje de propulsión y sale del impulsor (Fig. 11).

Las bombas de flujo radial se emplean en servicios que necesitan cargas entre intermedias y elevadas; las bombas de flujo mixto se emplean en servicios que requieren cargas intermedias; las de flujo axial se emplean sólo en servicios que requieren cargas bajas. En realidad, las bombas de flujo axial no son centrífugas, pero se las ha incluido porque comparten muchas características mecánicas, como el eje, impulsor, sellos del eje, etc.

Impulsores

Las bombas centrífugas, además de producir la carga necesaria con la capacidad requerida, deben poder ma-

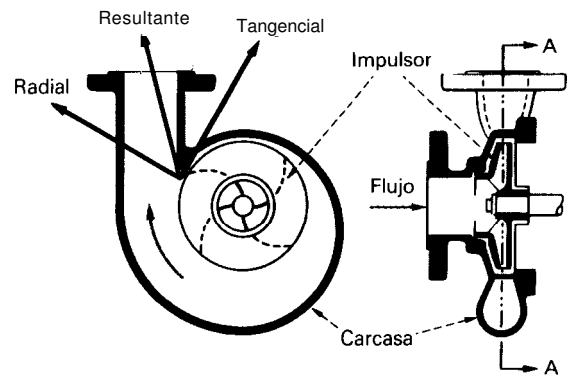


Fig. 9 Forma típica del impulsor de flujo radial

nejear una variedad casi infinita de líquidos que se caracterizan, en parte, por su viscosidad, densidad y la presencia o ausencia de sólidos. La bomba se puede adaptar a las variaciones en esas propiedades mediante impulsores de diferentes diseños adecuados, que son su componente más esencial.

Aunque hay casi tantos diseños de impulsores como clases de líquidos, se los clasifica en general como abiertos o cerrados.

Impulsor abierto. Debido a sus álabes abiertos, este impulsor se debe instalar con una holgura mínima entre sus caras y las paredes de la carcasa, para reducir el deslizamiento o recirculación del líquido dentro de la bomba. El fácil acceso a los álabes de este impulsor es una ventaja para mantenimiento y reparación. Los impulsores abiertos se utilizan para muchos servicios que incluyen tanto líquidos limpios como pastas aguadas abrasivas.

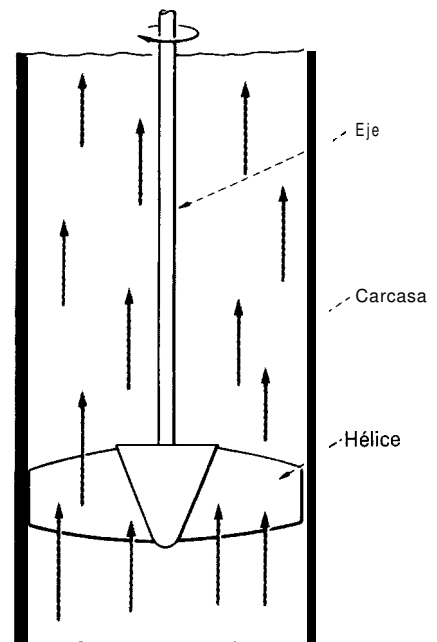


Fig. 10 El impulsor de flujo axial funciona como hélice

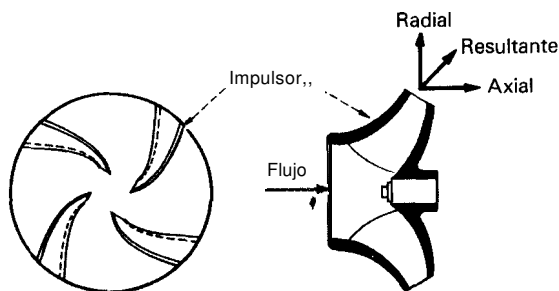


Fig. 11 Impulsor de flujo mixto para cargas intermedias

Impulsor cerrado. En este impulsor se guía el líquido con las paredes del impulsor en vez de las paredes de la carcasa, con lo cual se reducen el deslizamiento y el desgaste de las paredes de la carcasa. La recirculación es mínima por las pequeñas holguras entre la pared delantera y la pared de la carcasa en la entrada de succión. El impulsor cerrado se suele utilizar con líquidos limpios, libres de abrasivos.

Bombas de una etapa y de etapas múltiples

Si se pretende que una bomba con motor eléctrico que funcione a unas 3 450 rpm ha de entregar 600 ft de carga con una capacidad de 200 gpm, la aplicación de la fórmula para la velocidad específica revelará un valor bajo, de alrededor de 400, que indica una aproximación al extremo de un impulsor radial. Si se utilizan dos etapas o pasos, la carga por etapa se vuelve de 300 ft y la velocidad específica es de 600, lo que representa un diseño mucho más difícil. Por estas razones, se emplean a menudo las bombas de etapas múltiples. Aunque no se debe esperar que el ingeniero químico especifique el número de etapas requeridas en una bomba, quizá deseará prever el efecto que tendrán sus especificaciones para carga y capacidad para las recomendaciones del fabricante.

En las bombas de etapas múltiples se emplean varios impulsores en un eje común y la carcasa dirige la descarga desde la periferia de un impulsor hasta la succión del siguiente. El aparentemente complicado patrón de flujo de una bomba de etapas múltiples (Fig. 12) es un diseño para reducir los elevados empujes axiales que se aplicarían en otra forma por la elevada carga diferencial a través de los impulsores. La primera etapa es de doble succión y como la presión de succión actúa en ambos lados del impulsor de doble succión, éste aplica una mínima carga axial.

Las tres etapas siguientes requieren succión sencilla y esto aplica un empuje de derecha a izquierda, que se equilibra al pasar el líquido de la descarga de la cuarta etapa alrededor de las tres últimas etapas para que entre en ellas por una succión sencilla desde el lado derecho para tener un empuje de derecha a izquierda. La descarga de la séptima etapa es con una boquilla cerca de su centro.

Carga positiva neta de succión

Como se ilustra en la figura 12, la doble succión ofrece la ventaja de un empuje equilibrado (balanceado) en el impulsor. También aumenta la capacidad a la cual una bomba de una velocidad dada manejará una carga positiva neta de succión dada *NPSH*. El ingeniero debe indicar la *NPSH* disponible cuando especifique una bomba.

La finalidad es evitar la cavitación que ocurre si el líquido cae a una presión inferior a la de ebullición en cualquier lugar dentro de la bomba. Las burbujas se forman con rapidez y las arrastra el líquido hasta que vuelve a aumentar la presión; se aplastan y ocasionan daños serios y rápidos en las piezas de la bomba. La boquilla de succión de la bomba es donde el diseño debe evitar la cavitación. Para el exterior, el ingeniero debe determinar la *NPSH* disponible mediante el cálculo de la diferencia entre la presión absoluta en la boquilla y la presión de ebullición del líquido, en términos de pies de líquido. Para el interior, el fabricante de la bomba debe diseñarla de modo que la *NPSH* necesaria no exceda de ciertos límites.

La industria de las bombas ha normalizado los requisitos de *NPSH* según la carga, capacidad y velocidad. Si

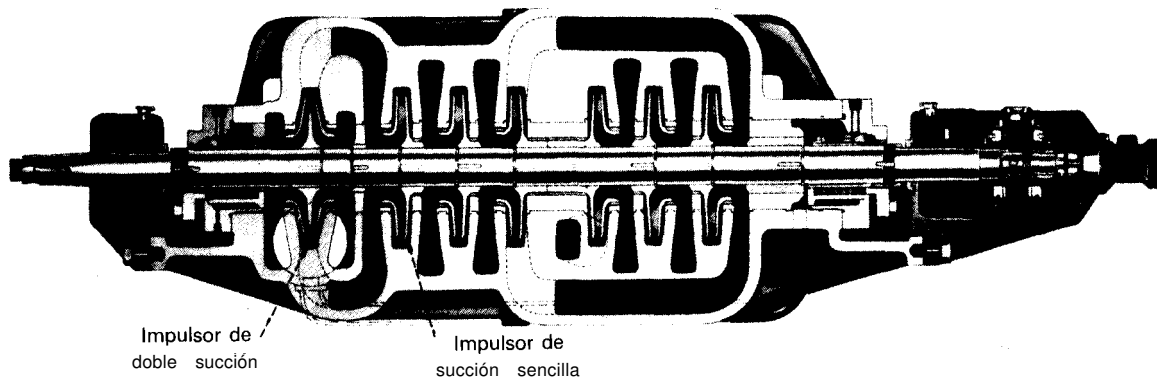


Fig. 12 Bomba de siete etapas con las entradas al impulsor dispuestas para equilibrar el empuje de la carga de presión

el ingeniero químico no puede cumplir con esas normas, debe modificar el sistema de proceso ya sea con el enfriamiento del líquido o la elevación del recipiente de suministro.

Diseño de la voluta

La carcasa de voluta o caracol que convierte la energía de velocidad en energía de presión, se construye como cámara recolectora de aumento progresivo que recibe el líquido del impulsor y sirve como pasadizo hasta el tubo de descarga. Debe producir una velocidad igual del líquido en torno a toda la circunferencia del impulsor (Fig. 13).

Dado que un solo volumen se va agrandando en forma progresiva, hay fuerzas desparejas que tienden a actuar en el impulsor (Fig. 14) en particular cuando la bomba no funciona a su máxima eficiencia. Por tanto, ocurre un desequilibrio en el sentido radial. Con bajas presiones de funcionamiento o en bombas pequeñas, esta carga radial tiene poco efecto en la bomba. Sin embargo, si esta carga ocurre con elevada carga diferencial, podría dañar el eje y los cojinetes.

En consecuencia, la carga radial se contrarresta, a menudo, con 1) eje y cojinetes para trabajo extrapesado o

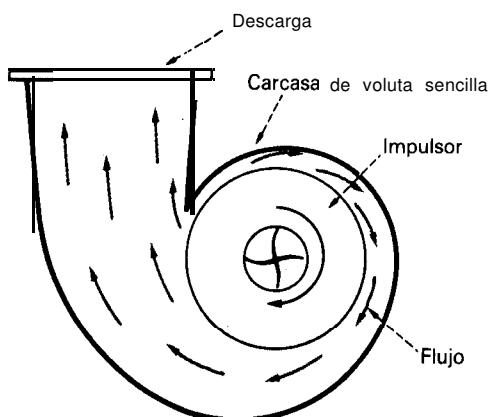


Fig. 13 La voluta sencilla permite fuerzas radiales desequilibradas

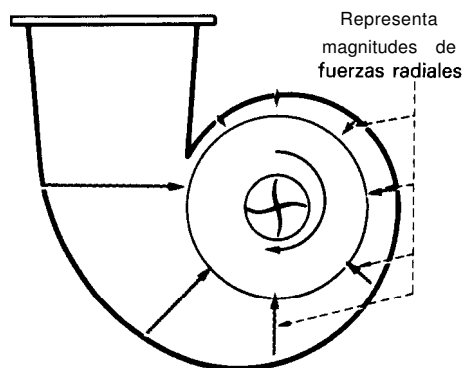


Fig. 14 Variaciones en fuerzas radiales alrededor del impulsor

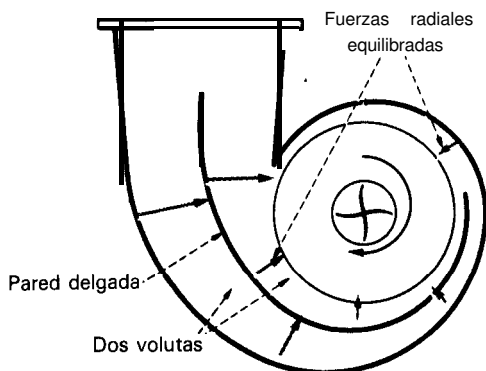


Fig. 15 La doble voluta equilibra las fuerzas radiales

2) una pared delgada para dividir el pasadizo o conducto en la voluta en dos volutas más pequeñas (Fig. 15). Esto último hace que haya fuerzas casi uniformes que actúen en la circunferencia del impulsor. Una bomba con este tipo de carcasa se conoce como bomba de doble voluta.

Diseño del difusor

Los álabes del difusor o de guía (Fig. 16) sirven para:

- Convertir la energía de velocidad del líquido en energía de presión
- Efectuar el equilibrio hidráulico de la carga radial del rotor
- Guiar la circulación del líquido dentro de la carcasa

Las bombas con difusor pueden ser características de flujo radial o mixto y pueden ser de una o de múltiples etapas.

Montaje

El montaje más común para las bombas centrífugas es la placa de base y por lo general, la comparten la bomba y su propulsor, aunque en algunas unidades especiales

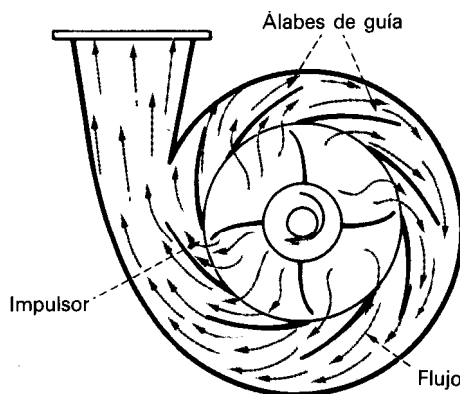


Fig. 16 Los álabes de guía del difusor mejoran la eficiencia

o muy grandes el propulsor puede estar montado en una placa de base separada.

La placa de base se suele montar sobre cimientos de concreto y se fija con pernos de anclaje para que los cimientos absorban cualquier vibración de la bomba y el propulsor. Las placas suelen incluir agujeros para aplicar la lechada que fija la base y la bomba una vez colocadas. Hay que esperar un tiempo suficiente para que la lechada fragüe y se endurezca por completo antes de hacer funcionar la bomba.

Una desventaja de las bombas montadas en placa de base es el costo de los cimientos para la placa.

Bombas tipo en línea

Estas bombas se instalan en la tubería en forma similar a una válvula de compuerta o de macho y han sido uno de los adelantos de la industria. Con esa instalación, no se requieren cuadros de tubos ni costosos cimientos. Otras ventajas incluyen que requieren menos espacio en el piso y la facilidad de mantenimiento.

Según sea el diseño particular cada fabricante ofrece diversas características estándar y opcionales en estas bombas. Algunas de las más deseables son:

- Un acoplamiento metálico con espaciador rígido, para poder dar servicio a la empaquetadura y al sello mecánico sin desconectar el motor.

- Un sistema para ajustar la holgura del impulsor desde el exterior sin desarmar la bomba.

- Cojinetes separados de la bomba, para evitar que se contaminen.

El autor

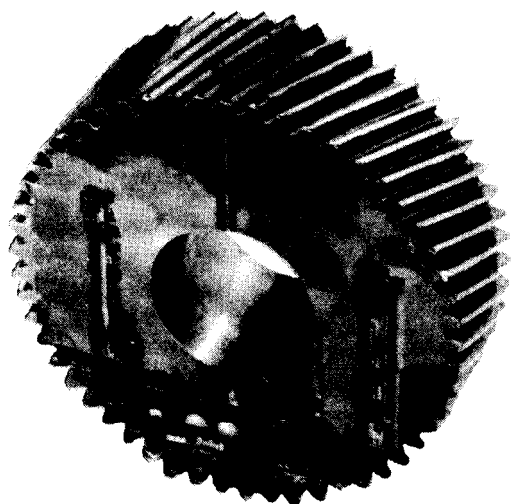


G. J. De **Santis** es Gerente de Distrito de Philadelphia de la Union Pump Co., P.O. Box 6, Mid-Atlantic Park Thorofare, NJ 08086, en donde ha trabajado muchos años. Tiene título de ingeniero mecánico de la Fairleigh Dickinson University y ha sido el autor de otros artículos relacionados con equipo para bombeo.

Manera de lograr un funcionamiento sin problemas de las bombas centrífugas

La gama esperada de funcionamiento es la base para seleccionar bombas centrífugas que tengan mínimas anomalías hidráulicas y den el mejor rendimiento con mínimos costos de mantenimiento.

W. Stanley Tinney, United Engineers & Contractors, Inc.



Las fallas de las bombas las ocasionan con mucha frecuencia los ingenieros y operadores de la planta que no reconocen las limitaciones inherentes de capacidad en las bombas centrífugas. Cuando se opera una bomba en un punto que no sea el de flujo de máxima eficiencia (*best efficiency point* BEP), se producen anomalías hidráulicas en la carcasa y el impulsor. Estas anomalías, que ocurren en todas las bombas centrífugas, pueden ocasionar aspereza hidráulica, impulsos de vibración, flexiones del eje y menor duración de cojinetes y sellos mecánicos, así como mayor desgaste.

En la figura 1 se ilustran los patrones típicos de flujo que pueden ocurrir en el impulsor cuando no funciona

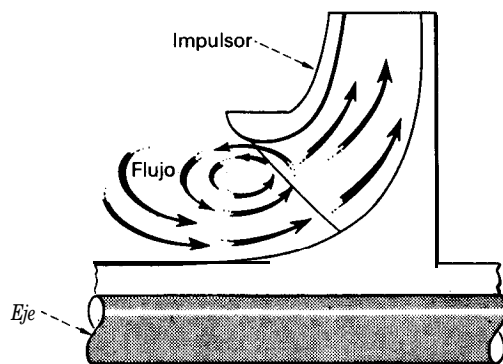


Fig. 1 Patrones de flujo en el impulsor en condiciones que no son de máxima eficiencia

a su BEP. El líquido que pasa por el impulsor sólo produce ángulos ideales de flujo cuando la bomba funciona a su BEP. Si el ángulo se desvía de lo ideal, la turbulencia adicional resultante de la separación del ángulo de las fases de flujo requiere que la bomba produzca mayor energía por volumen unitario para mover el líquido. Esta es la razón principal por la cual la eficiencia de la bomba se reduce en cualquier lado de su flujo con máxima eficiencia.

Inversiones de flujo en bombas centrífugas

En muchos casos puede haber una inversión de flujo, cuando una parte del fluido vuelve a entrar al impulsor detrás de los álabes. Este fluido seguirá al álabe hasta que

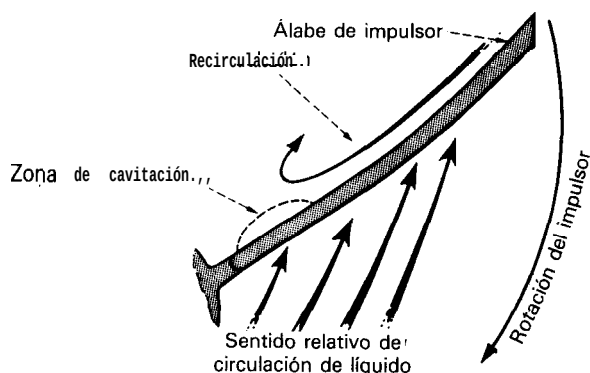


Fig. 2 La recirculación puede ocasionar cavitación

se una al fluido que pasa desde el ojo del impulsor. En ese lugar hay un cambio muy abrupto en el sentido; esta inversión brusca del flujo y la gran aceleración pueden ocasionar cavitación, por lo general en el lado trasero del álabe del impulsor (Fig. 2).

Las implosiones de burbujas y ondas de choque por la cavitación gastarán y picarán la parte trasera del Alabe hasta que se formen agujeros y el impulsor deje de funcionar. A veces, este tipo de desgaste se confunde con ataque corrosivo y no se reconoce que la causa real es la cavitación.

Sin embargo, la cavitación por recirculación o inversión de flujo no es la misma que la clásica ocasionada por una carga neta positiva de succión disponible ($NPSH_A$) inadecuada en el ojo del impulsor. En casi todos los casos, la existencia de una no tiene nada que ver con la otra.

El aumento de la ($NPSH_A$) no suele tener efecto en la cavitación por recirculación porque un aumento en la carga de succión tiene poco o ningún efecto en la magnitud de las fuerzas de aceleración en la zona de recirculación. Por ejemplo, se probó una bomba de flujo mixto en un cuadro cerrado que incluía un intercambiador de calor para eliminar el equivalente mecánico del calor. Se aumentó la velocidad y se estranguló la bomba hasta que se pudo oír la cavitación. Después, se aumentó en 100 psi la presión del cuadro lo que incrementó la ($NPSH_A$) en más de 230 ft y continuó la cavitación en la bomba. La inspección del impulsor reveló una banda de cavitación en la parte trasera de los álabes sin ninguna señal de que hubiera ocurrido cavitación en los bordes delanteros.

Se han tomado fotografías durante el funcionamiento de bombas centrífugas verticales del tipo de turbina, como las utilizadas en las torres de enfriamiento, en donde se vio que el líquido salía del ojo del impulsor hacia la campana de succión de la bomba. Estas inversiones de flujo producirán carga de presión dispareja en el ojo del impulsor de la primera etapa y ocasionarán seria flexión radial del mismo. Esta flexión hará, muchas veces, que los cojinetes inferiores en estas bombas tengan un patrón de desgaste de "ojo de llave" que producirá falla de la bomba.

También ocurre mayor desgaste cuando se bombean pastas aguadas con un flujo que no sea el de máxima eficiencia. Debido a la separación del ángulo de fase del flu-

jo, los sólidos no siguen la corriente del fluido y rebotan en el impulsor y en la carcasa de voluta. Este rebote puede producir desgaste anormal en las piezas de la bomba y la desintegración de los sólidos cuando se manejan pastas aguadas cristalinas, cosa muy indeseable cuando se trata de productos farmacéuticos. Por ello se utilizan motorvariadores o bandas V con velocidad variable cuando se manejan sólidos, a fin de que la bomba funcione lo más cerca que sea posible de su flujo de máxima eficiencia.

Recomendaciones para bombas de procesos

Cuando se tiene una bomba centrífuga para un proceso químico que funciona en un punto muy bajo de su curva de rendimiento, el flujo mínimo debe ser, cuando menos, 25% del BEP. Esto reducirá la amplitud de las anomalías hidráulicas y prolongará la duración útil.

Para mantener el flujo mínimo se instala, de preferencia, un tubo de derivación (*bypass*) en el tubo de succión de la bomba. Cuando el sistema de control puede permitir *cero flujo de avance*, hay que enfriar el tubo de derivación a la succión de la bomba. En las bombas pequeñas, el enfriamiento se logra con tubos con aletas en un intercambiador de calor líquido-aire. A veces, el tubo de derivación se coloca cerca del motor para aprovechar el aire de enfriamiento del motor. También se puede lograr enfriamiento de bajo costo con las "tes" para tubo del tipo de intercambio de calor con un tubo dentro de otro tubo. El enfriamiento también puede ser con intercambiadores de calor sencillos, como los que se utilizan mucho para enfriar el líquido para los sellos mecánicos.

En la figura 3 aparece una curva típica de rendimiento de una bomba centrífuga vertical, de turbina, con ta-

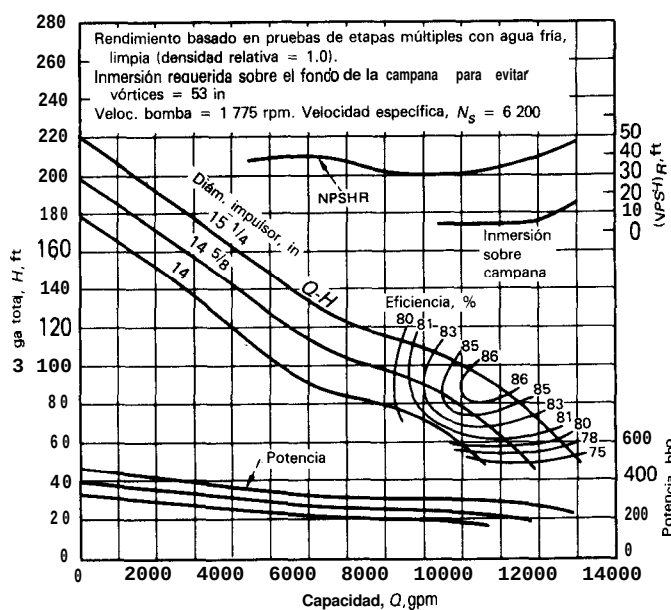


Fig. 3 Datos de rendimiento para bomba centrífuga vertical de turbina

zón difusor utilizada en torres de enfriamiento; sólo se muestra una parte de la gama de eficiencia de esta bomba. Esta es una buena indicación de que el fabricante de la bomba trata de indicar la capacidad limitada de esa bomba.

El flujo continuo mínimo de la bomba cuyas características hidráulicas aparecen en la figura 3, es de unos 8 200 gpm o sea 77% del flujo de máxima eficiencia y es el mínimo normal esperado con una bomba con velocidad específica de 6 200. Es muy importante conocer los límites mínimo y máximo de flujo de las bombas cuando se utilizan varias de ellas en paralelo. Si la bomba tiene curva de rendimiento plana y se hace el paro de una o más bombas, las restantes funcionan con su curva hasta que cruzan la curva de fricción del sistema. Por ello, se sabe que las bombas en muchas instalaciones han tenido recirculación interna y cavitación que las destruyen.

En los circuitos para agua de enfriamiento, los intercambiadores de calor muchas veces tienen válvulas de estrangulación para el agua a fin de regular la temperatura del líquido que se va a enfriar. Las reducciones en el volumen del proceso, combinadas con las temperaturas demasiado bajas del agua de enfriamiento en invierno, hacen que las bombas funcionen en un punto peligrosamente bajo de su curva de rendimiento. Por lo general, no hay sistema automático de control de flujo para variar el número de bombas en funcionamiento de acuerdo con la demanda de flujo.

Por ejemplo, se diseñó una operación de un proceso para un caudal máximo de 15 000 gpm de agua de enfriamiento. Se instalaron tres bombas, cada una para 7 500 gpm. Los problemas de producción combinados con las temperaturas invernales hicieron que el flujo total en el sistema fuera de 3 000 gpm. Entonces, dos de las tres bombas compartieron el flujo total de 3 000 gpm en el invierno y hubo que reacondicionarlas en la primavera.

Carga neta positiva de succión requerida

¿Qué significa la curva de carga neta positiva de succión requerida ($NPSH_R$) en los datos de rendimiento del fabricante de una bomba centrífuga? Hay que definir e interpretar esta curva antes de que su información sea útil. Los fabricantes de bombas en muchos países las prueban de acuerdo con las normas del Hydraulic Institute (HIS) y los fabricantes pueden indicar una serie de puntos en la curva de ($NPSH_R$) en los cuales la carga ha bajado 3 % conforme se reducen las condiciones en la succión. Esta curva, entonces, indica el punto en el cual ya hay cavitación en la bomba.

Por tanto, los puntos de demarcación en la curva de ($NPSH_R$) entre cero cavitación y caída de carga de 3% están muy cercanos en las bombas pequeñas de baja velocidad específica. Sin embargo, la diferencia entre la ($NPSH_R$) publicada para el punto de cero cavitación y la caída de carga de 3 % puede ser hasta de 15 a 20 ft mayor en una bomba grande, de gran capacidad y de alta velocidad específica. En esta bomba, el mayor volumen de líquido que maneja a menudo arrastrará al líquido que produce la cavitación a lo largo de la carcasa con una cá-

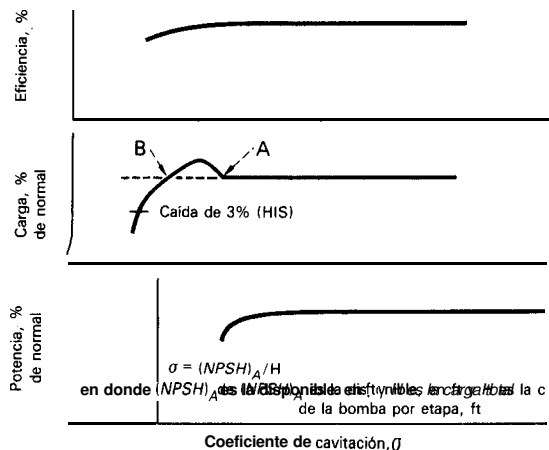


Fig. 4 El punto de cavitación incipiente influye en las condiciones de succión de la bomba

da mínima en la carga total. Esto significa que la bomba puede estar sufriendo daños por cavitación interna sin que haya un ruido apreciable. El rendimiento no se perjudicará hasta que hayan ocurrido serios daños.

Especificaciones para evitar cavitación

La figura 4 ha sido adaptada del Hydraulic Institute Standards. Se ha agregado el punto A para indicar la ($NPSH_R$) crítica y el autor la define como el punto inicial en el cual no ocurre cambio o menoscabo en el funcionamiento cuando se suprime la succión de la bomba. Además, se la puede definir como el punto en el cual la bomba puede funcionar por tiempo indefinido sin que ocurra cavitación incipiente con los cambios en la succión.

Esto se hace para diferenciar entre el punto A y el punto B. En muchas bombas centrífugas hay una joroba entre los puntos A y B y la carga generada vuelve a su valor

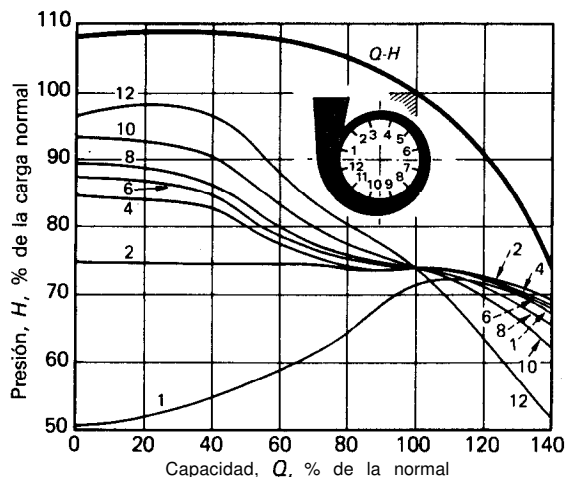


Fig. 5 Las presiones en la voluta de la bomba varían según la posición de la voluta y el flujo

original en el punto B cuando cambian las condiciones de la succión.

Salvo que las especificaciones de la bomba mencionen el grado permisible de supresión para cero cavitación, el fabricante puede utilizar el punto B como valor crítico de $NPSH$; esto sería incorrecto, porque la bomba ya tiene cavitación en el punto B.

El fabricante de la bomba debe indicar en sus especificaciones tanto la $(NPSH)_R$ crítica como la $(NPSH)_R$ con caída de 3 % en la carga. Con esto, el ingeniero ya tiene una base uniforme para diseñar el sistema de bombeo. Si se utiliza sólo el punto de 3 % y algún incremento empírico sólo se logrará una bomba de tamaño mayor del necesario, de mayor costo o un valor inadecuado para compensar el desgaste de la bomba.

Sin embargo, en el diseño de bombas para hidrocarburos y productos petroquímicos, muchas veces se aprovecha el punto de cavitación incipiente. Por tanto, muchas bombas de la norma API 610 se diseñan con valores muy bajos de $(NPSH)_R$ porque las mezclas de hidrocarburos pueden producir cavitación parcial y el resto del líquido llevará la mezcla que produce cavitación dentro de la bomba a una presión más alta. Para verificarlo, hay que preguntar al fabricante cuánta $(NPSH)_A$ se debe agregar en esa bomba si va a funcionar con agua fría.

Otra característica de la curva de $(NPSH)_R$ para una bomba dada es una curva que sube tanto en el paro como en el corte y con un bajo valor de $(NPSH)_R$ entre ellos. Esta es una de las razones por las cuales la mayoría de las curvas publicadas sólo incluyen parte de la de $(NPSH)_R$. Esto se debe al deseo de los diseñadores de indicar la zona de funcionamiento seguro y continuo.

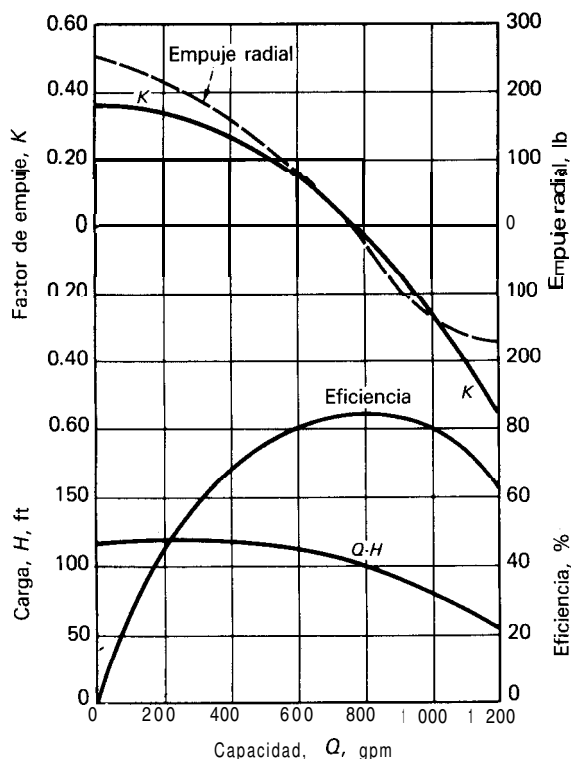


Fig. 6 Magnitud del empuje radial con diversos flujos

Otros problemas con las bombas centrífugas

Otro problema que surge por la cavitación, ya sea por $(NPSH)_A$ o flujo de recirculación inadecuadas, es el efecto sobre el sello mecánico de la bomba. Las ráfagas de presión y la semivaporización que ocurren pueden esforzar y desesforzar las caras del sello con gran rapidez. Esto puede producir traqueteo, desgaste acelerado y, en muchos casos, la rotura de la cara de carbono y la falla del sello.

Una característica indeseable del funcionamiento fuera del punto de máxima eficiencia es la reacción del conjunto de impulsor y voluta al empuje radial que impone carga de flexión en ángulo recto al eje de la bomba. La presión en todas las secciones de voluta alrededor del impulsor sólo es igual o casi igual al BEP. Desde luego, es la condición más deseable para la descarga del líquido del impulsor. Sin embargo, en cada lado de BEP se destruye este equilibrio en la destrucción de presión, y la circunferencia del impulsor y su pared están sometidas a presiones desiguales.

En la figura 5 se ilustra la distribución típica de presión en la voluta, basada en pruebas hechas en Ingersoll-Rand. En la figura 6 se ilustra la magnitud de las mediciones de empuje radial hechas en una bomba de voluta sencilla de 4 in. Se verá que el empuje es máximo con cero flujo, casi cero al BEP o cerca de él y que invierte su sentido, pero otra vez aumenta en magnitud con flujos que están a la derecha, o sea, son mayores que el BEP.

El efecto inmediato de estas fuerzas radiales en una carcasa de voluta sencilla es la flexión excesiva del eje que ocasiona desgaste rápido en los lugares de holgura pequeña en la bomba, como son los anillos de desgaste, bujes de la garganta, etc., y hay muchas posibilidades de que se rompa el eje debido a la fatiga por flexión.

Las bombas con carcasa de doble voluta se utilizan a menudo para reducir el empuje radial neto. En esta carcasa, el flujo se divide en dos corrientes iguales con dos espolones (Fig. 7). Todavía hay desigualdades en la presión en la voluta con flujo que no es de BEP, igual que en la voluta sencilla. Debido a la simetría, hay dos resultantes en las fuerzas radiales que se oponen entre sí en

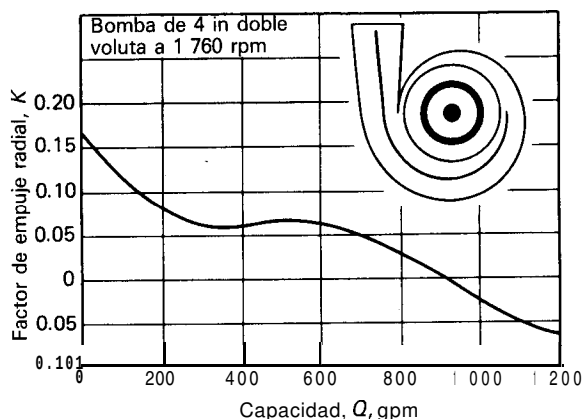


Fig. 7 La carcasa de doble voluta reduce pero no elimina el empuje radial

todos los puntos en la circunferencia del impulsor. Pero como el conducto de circulación en una sección de la voluta es más largo que en la otra, las fuerzas radiales no están equilibradas por la diferencia en flujo por los conductos.

Una buena regla empírica es que las fuerzas radiales desequilibradas netas en una carcasa de doble voluta son del 30 al 40% de las de la voluta sencilla. Además, debido al aumento en la fricción interna por los dobles conductos de flujo, la eficiencia en BEP es alrededor de 1 a 2% menor que en una bomba de voluta sencilla.

El autor



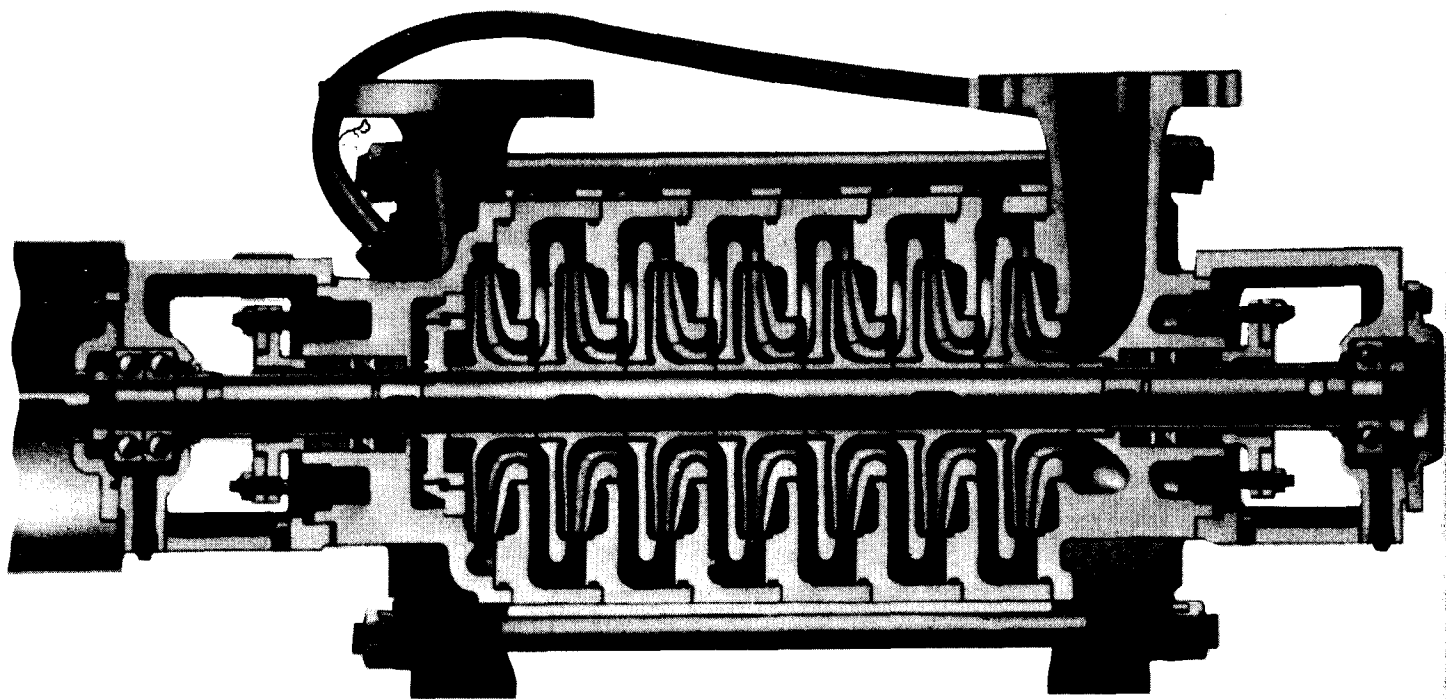
W. Stanley Tinney es ingeniero de proyectos en Stoner Associates, Inc., Box 629, Carlisle, PA 17013. Cuando escribió este artículo trabajaba en United Engineers & Contractors. Tiene muchos años de experiencia y ha impartido seminarios acerca de diseño, especificación, aplicación y mantenimiento de bombas. Tiene título de ingeniero mecánico de la Drexel University y es ingeniero profesional registrado en NJ y en Pa.

Diagnóstico de problemas de las bombas centrífugas:

Parte 1

Este artículo, primero de la serie de 3, presenta los principios generales con los que los ingenieros y operadores pueden determinar las causas y correcciones del mal funcionamiento de las bombas centrífugas.

S. Yedidiah, Worthington Pump Corp



En la lista de comprobación (Tabla 1) aparecen 14 clases diferentes de mal funcionamiento de bombas centrífugas que puede encontrar un ingeniero químico. Todas ellas se pueden agrupar en tres grupos: problemas hidráulicos reales, problemas mecánicos reales y problemas hidráulicos irreales. ¹

Los problemas hidráulicos reales son cuando la bomba no puede funcionar de acuerdo con las especificacio-

nes de capacidad, carga y eficiencia. Pueden ser por fallas en la bomba o en su propulsor. Ciertos problemas hidráulicos, como la cavitación, pueden ocasionar el segundo tipo de problema que son los desperfectos mecánicos, los cuales se notan por síntomas como ruido, vibraciones, sobrecalentamiento y pueden llevar a mal funcionamiento hidráulico con lo que la bomba no cumple con los requisitos de rendimiento.

Tabla | Lista de comprobación de problemas típicos con las bombas centrífugas

1. La bomba no entrega líquido
2. Entrega menos líquido del esperado
3. No produce suficiente presión
4. La forma de la curva de carga y capacidad es diferente de la curva original de rendimiento.
5. Pierde el cebado después del arranque
6. Consume demasiada potencia
7. Tiene vibraciones
8. Está ruidosa
9. Fugas excesivas por el prensaestopas
10. Corta duración del prensaestopas
11. Fugas excesivas por el sello mecánico
12. Corta duración del sello mecánico
13. Corta duración de los cojinetes
14. La bomba se sobrecalienta y se pega

Los problemas irreales suelen ser hidráulicos y por lo general son el resultado de diseño y colocación incorrectos de la tubería y de procedimientos deficientes para pruebas. Pero, la corrección de estos problemas suele ser más costosa que la de las dos primeras clases, por la dificultad para diagnosticarlas.

Una lista detallada de las causas de las 14 clases de mal funcionamiento incluye 89 conceptos (Tabla II) y no abarca todo el tema. Pero 99 de cada 100 casos de fallas de las bombas centrífugas se pueden resolver por lógica. Un buen método lógico es preguntarse primero si la bomba se ha dañado y la falla se debe a un golpe en una pieza de la bomba y, segundo, observar si hay gas en el sistema.

Golpe en una pieza de la bomba

Cuando se golpea un metal liso contra un objeto duro, por caer en un piso de concreto, golpearlo con un martillo, etc., se produce una abolladura y el metal alrededor de ella se desplaza y eleva sobre la superficie. Si se coloca esa superficie metálica contra otra, no podrán quedar en posición paralela.

Esas abolladuras no son raras en las piezas de las bombas. Si ocurren en lugares como el cubo del impulsor o el reborde contra el que apoya, el impulsor no girará cuadrado en su eje. Una abolladura en las camisas o manguitos de un eje largo puede ocasionar que se doble el eje al apretarlos entre sí. Una abolladura en un reborde contra el cual apoya un cojinete, hará que se sobrecaliente.

La mugre entre superficies buenas puede producir efectos similares. Además, cuando falla cualquier pieza de la bomba, es muy posible que se dañen las correlativas.

Entre los efectos más comunes de las piezas dañadas están los cojinetes sobrecalentados, el desgaste excesivo de los anillos selladores, ruido y vibración o consumo excesivo de potencia, que pueden ser ocasionados por el eje (flecha) doblado. Asimismo, una reducción en el caudal o en la carga de presión puede ocurrir por un golpe que ha doblado las paredes del impulsor hacia adentro, lo cual reduce las superficies de los conductos. Cuando no hay

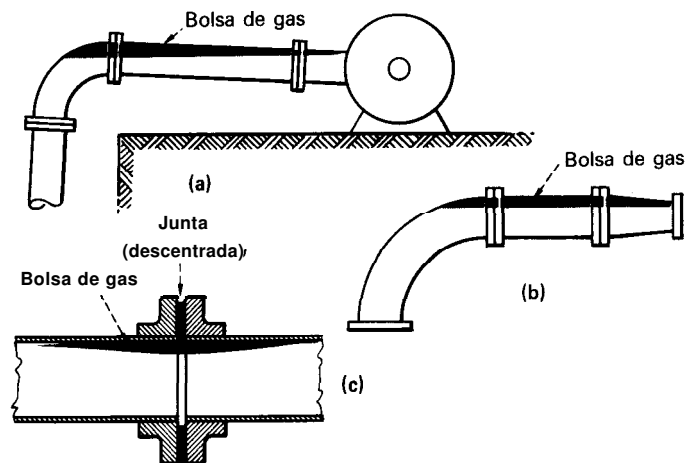


Fig. 1 Causas de las bolsas de gas en los tubos de succión

forma práctica de enderezar esas paredes, a veces se puede compensar su efecto si se agranda la garganta con una lima.

Bolsas de gas

Han habido muchos casos en que las bombas han funcionado en forma correcta con bolsas de gas* estacionarias que se sabe están en la tubería de succión. Esto ha engañado a muchos usuarios y los ha hecho creer que las bolsas de gas son inofensivas.

Los problemas empiezan cuando la bolsa de gas se mueve y entra a la bomba. El impulsor lanza al líquido, que es más pesado, hacia afuera y retiene el gas dentro del ojo del impulsor. A veces, esto cortará por completo el paso de líquido por la bomba y la dañará en forma irreparable. Otras veces, seguirá la circulación del líquido, pero en menor volumen.

Esta circulación reducida puede producir uno de dos resultados. Primero, según sean las velocidades más altas en las zonas parcialmente obstruidas y las pérdidas de presión en la succión, la presión absoluta del líquido que pasa por la bolsa de gas puede ser menor que en la entrada de succión y hacer que se desprenda más gas del líquido. Segundo, debido a la velocidad más alta del líquido al pasar por la bolsa de gas, arrastra más gas. Según si se forme o se arrastre más gas, la bolsa crecerá o desaparecerá.

Dado que es muy difícil o casi imposible predecir cuál de estos dos eventos ocurrirá, es preferible no arriesgarse y eliminar las bolsas de gas que puedan ocurrir en el tubo de succión, en la carcasa o en el tubo de descarga.

Bolsas de gas en el tubo de succión

Las causas típicas de las bolsas de gas en el tubo de succión (Fig. 1) son: a) puntos altos en la tubería, b) reductores concéntricos que llegan a la boquilla de la bomba, c) juntas más pequeñas que el tubo o colocadas excéntricas. Esto se puede evitar mediante una pendiente

* "Gas" significa tanto los vapores como el aire atrapados en el sistema para distinguirlos de los vapores formados por la vaporización del líquido debida a caída excesiva de presión o cavitación.

Tabla II Lista de comprobación de problemas con las bombas centrífugas

1. Instrumentos de medición mal calibrados o mal instalados	30. Desalineación entre bomba y su propulsor	59. Holgura excesiva en parte inferior del prensaestopas, entre el eje y la carcasa
2. El aire entra a la bomba durante el funcionamiento o el sistema de bombeo no está desaereado por completo antes del arranque	31. Rozamiento de piezas rotatorias en las piezas estacionarias	60. Mugre o arenilla en el agua para sello
3. Velocidad insuficiente	32. Cojinetes gastados	61. Prensaestopas excéntrico en relación con el eje
4. Sentido incorrecto de rotación	33. Empaquetadura mal instalada	62. Sello mecánico mal instalado
5. La presión de descarga requerida por el sistema es mayor que la de diseño de la bomba	34. Tipo incorrecto de empaquetadura	63. Tipo incorrecto de sello mecánico para las condiciones de funcionamiento.
6. La (NPSH)_A muy baja (incluso mucha altura de aspiración)	35. El sello mecánico ejerce presión excesiva contra el asiento	64. Desalineación interna de piezas que impiden que la arandela de sello y el sello acoplen en forma correcta.
7. Cantidad excesiva de vapores arrastrados en el líquido	36. Empaquetadura muy apretada	65. Cara de sellamiento no está perpendicular con el eje
8. Fugas excesivas por las superficies sujetas a desgaste	37. Lubricación incorrecta de los cojinetes	66. El sello mecánico ha trabajado en seco
9. Viscosidad del líquido mayor que la del líquido para el cual se diseñó la bomba	38. La tubería aplica esfuerzos en la bomba	67. Sólidos abrasivos en el líquido que hacen contacto con el sello
10. Impulsor o carcasa obstruidos parcial o totalmente con sólidos	39. La bomba funciona a su velocidad crítica	68. Fugas debajo de la camisa por falla de juntas y sellos anulares
11. Conductos para agua en impulsor o carcasa, muy ásperos	40. Elementos rotatorios están desequilibrados	69. Cavidades para cojinetes y carcasa no están concéntricas con el lado para agua
12. Salientes, rebabas, bordes agudos, etc., en la trayectoria para el líquido.	41. Fuerzas laterales excesivas en las piezas rotatorias	70. Cubierta de cojinete dañada o agrietada
13. Impulsor dañado	42. Distancia insuficiente entre diámetro exterior del impulsor y la lengüeta de la voluta	71. Exceso de grasa en los cojinetes
14. Diámetro exterior del impulsor rectificado a menor diámetro del especificado	43. Lengüeta de la voluta de configuración deficiente	72. Sistema de lubricación deficiente
15. Fundición deficiente del impulsor o de la carcasa	44. Tubería y conexiones de succión o descarga de tamaño menor del requerido (a veces ocasionan cavitación)	73. Instalación incorrecta de cojinetes por daños al instalarlos, instalación incorrecta, cojinetes de tipo inadecuado, etc.
16. Impulsor mal instalado en la carcasa	45. Válvula o disco flojos en el sistema que ocasionan cavitación prematura en la bomba	74. Los cojinetes no tienen lubricación
17. Requisitos del sistema muy lejos en la curva de carga y capacidad	46. Eje doblado	75. Mugre en los cojinetes
18. Obstrucciones en los tubos de succión o de descarga	47. La cavidad del impulsor no está concéntrica con su diámetro exterior o no está escuadrada con la cara	76. Entrada de agua a la cubierta de cojinetes
19. Válvula de pie obstruida o trabada	48. Desalineación de las piezas	77. Agujeros de equilibrio obstruidos
20. Pichancha de succión llena de sólidos	49. La bomba funciona a muy baja capacidad	78. Falla del dispositivo equilibrador
21. Pichancha de succión tapada con material fibroso	50. Placa de base o cimentación mal diseñadas	79. Presión de succión muy alta
22. Tendido incorrecto de los tubos de succión o descarga	51. Resonancia entre la velocidad de funcionamiento de la bomba y la frecuencia natural de los cimientos u otros elementos estructurales en la estación de bombeo	80. Ajuste muy apretado entre el cojinete en línea y sus asientos, que puede impedir su deslizamiento con carga axial.
23. Colocación incorrecta del sumidero de succión	52. Las piezas rotatorias giran excéntricas por cojinetes gastados o piezas dañadas	81. La bomba no está cebada y se la dejó funcionar en seco
24. El funcionamiento de una bomba (en un sistema que tiene dos o más bombas en serie o en paralelo o combinación de ellas) se altera en forma grave con el funcionamiento de las otras bombas.	53. Instalación incorrecta de los cojinetes	82. Bolsas de gas dentro de la bomba
25. El nivel de agua en el tanque o sumidero de succión, muy por abajo de la entrada de la bomba.	54. Cojinetes dañados	83. Funcionamiento a capacidad muy baja
26. Velocidad muy alta	55. Tubo para el sello de agua, obstruido	84. Funcionamiento en paralelo de bombas que no son de las mismas características
27. El líquido bombeado tiene mayor densidad relativa que la prevista	56. Jaula del sello mal colocada en el prensaestopas y evita que el agua para ello entre al espacio en que debe sellar	85. Desalineación interna por demasiado esfuerzo de los tubos, cimientos deficientes o reparaciones mal hechas
28. Impulsor de tamaño mayor que el necesario	57. Eje o camisas del eje gastados o rayados junto a la empaquetadura	86. Rozamiento interno entre piezas rotatorias y piezas estacionarias
29. Carga total del sistema mayor o menor que la esperada	58. No hay agua de enfriamiento para los prensaestopas enfriados por agua.	87. Cojinetes gastados
		88. Falta de lubricación
		89. Anillos de desgaste rotatorios y estacionarios hechos de materiales iguales y de propiedades físicas idénticas

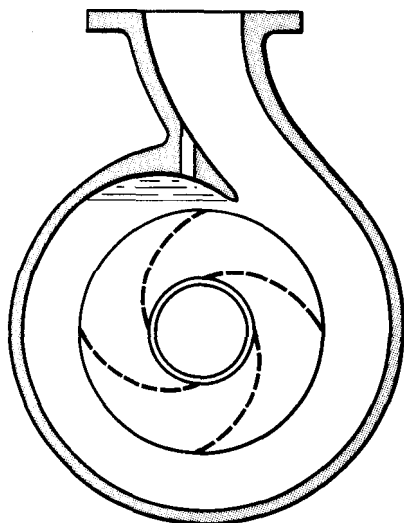


Fig. 2 Agujero para eliminar una bolsa de gas en la voluta

gradual de los tubos, con reductores excéntricos y juntas con diámetro interior mayor que el del tubo.

Cuando la distribución física de la planta impide instalar tubos de succión con pendiente gradual desde el tanque hasta la bomba y hay puntos altos, hay que darles respiración a la atmósfera o al espacio para vapores en el tanque. Cuando los puntos altos sin respiradero no ocasionan problemas es que la velocidad del líquido es tan baja que no arrastra al gas del tubo de succión hacia la bomba.

Bolsas de gas en la carcasa

En las bombas de una etapa o paso, las bolsas de gas suelen ocurrir en el punto más alto de la voluta. Si no son grandes, el líquido puede arrastrarlas antes de que se desplacen hacia el ojo del impulsor. Pero si siguen formándose gases y la bolsa es grande, es posible que se desplace hacia el ojo del impulsor en donde reducirá el flujo y la eficiencia.

Si la boquilla de descarga es vertical, el gas formado en el punto alto de la voluta se puede expulsar con un agujero taladrado en la carcasa, dentro de la boquilla (Fig. 2). Si la boquilla es horizontal, el gas se puede expulsar por un respiradero (Fig. 3).

También se puede formar una bolsa de gas en la boquilla horizontal de succión encima del ojo del impulsor y hay que descargarla a la atmósfera con un respiradero.

Debido al empleo de difusores en las bombas de etapas múltiples, las bolsas de gas no se pueden desplazar hacia atrás desde los puntos altos en la carcasa hacia el ojo del impulsor, sino que el líquido por lo general arrastrará el gas hacia el frente hasta el ojo del siguiente impulsor y ocurrirán daños.

Dado que la presión aumenta en cada etapa sucesiva de la bomba de etapas múltiples, hay mayor tendencia a que los gases se disuelvan en las últimas etapas y rara vez es necesario dar respiración más que en las dos primeras etapas.

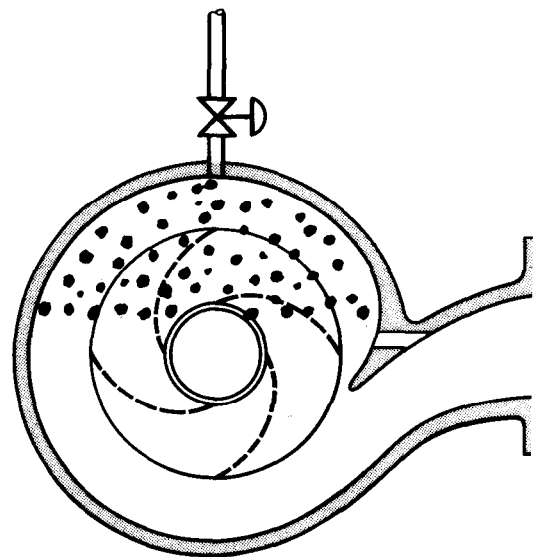


Fig. 3 Respiradero para eliminar una bolsa de gas en la voluta

Bolsas de gas en los tubos de descarga

Aunque parezca extraño, las bolsas de gas en los tubos de descarga pueden influir en el rendimiento de la bomba. Ocurren con mayor frecuencia entre la válvula de corte y la de retención de descarga cuando se ha parado la bomba y se ha cerrado la válvula de corte.

A veces, el tubo de descarga está más bajo que la línea de centros de la bomba y la bomba se ceba con la válvula de descarga cerrada. En este caso, cuando se abre la válvula de descarga antes de poner en marcha la bomba, el gas atrapado entre la válvula de corte y la de retención escapará hacia atrás a la carcasa y alterará el rendimiento.

Si el tubo de descarga está más alto que la línea de centros de la bomba, el gas atrapado entre las válvulas de corte y retención producirá un ruido súbito, como hubiera dado un martillazo en la tubería, porque el resaca de la válvula de retención oscila hacia delante contra su tope. Como la superficie descubierta corriente abajo es mayor que la superficie corriente arriba, la carga de presión que viene de la bomba debe ser mayor que la de la trapresión para hacer que el disco empiece a oscilar. Por una vez que el disco se separa de su asiento, la superficie de corriente arriba queda descubierta completo y la dilatación de la bolsa de gas empuja el resaca hacia el frente.

Entradas de aire en bombas que manejan agua

El aire puede entrar a una bomba que maneja agua ya sea por la entrada cuando la bomba tiene la succión en un sumidero o por agujeros en el tubo de succión, uniones, y entre el eje y su camisa (Fig. 4). Las bombas a veces, tienen un tubo vertical para cebarlas al aire que y se puede llenar con la válvula de pie cerrada

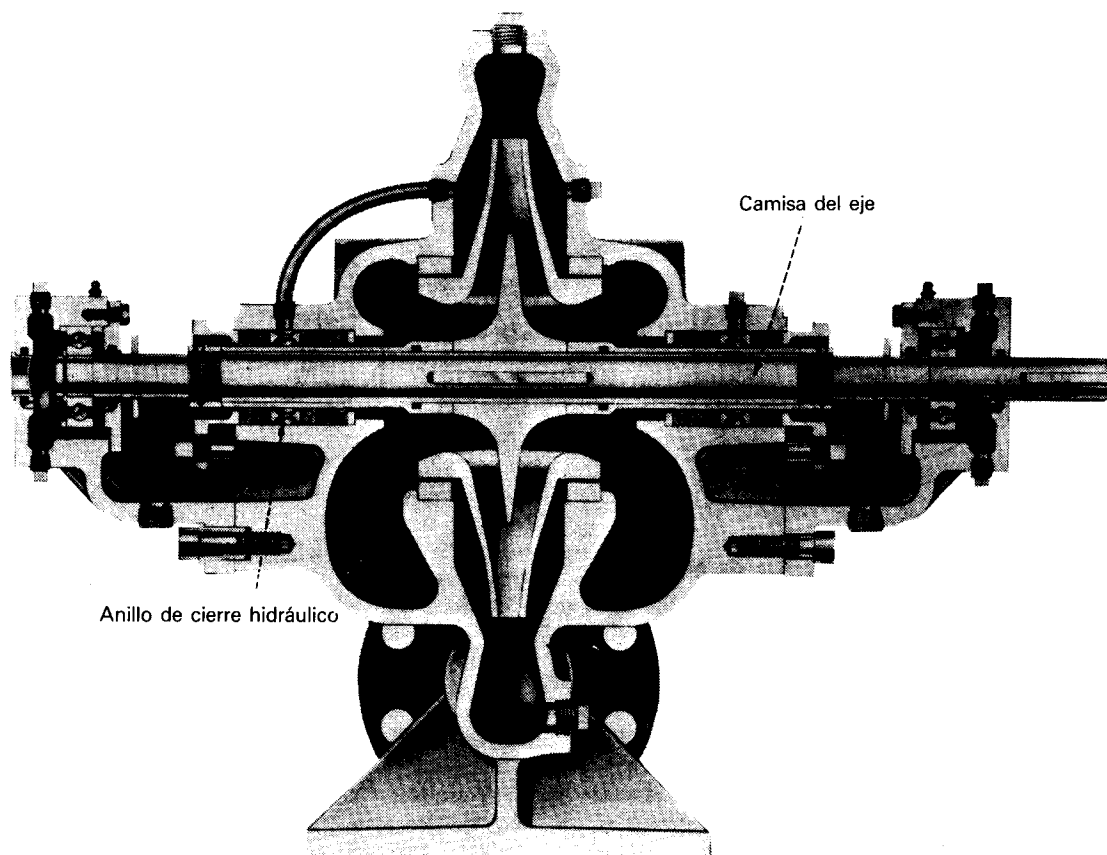


Fig. 4 Las camisas del eje y los prensaestopas pueden dejar entrar el aire

probar si hay filtraciones en el tubo de succión antes del arranque.

A veces se puede formar un vórtice en el sumidero o tanque alrededor de la succión de la bomba y el canal de aire en espiral en la punta del vórtice puede ocasionar una entrada de aire que causará problemas. En la figura 5 se ilustran los gastos y pulgadas de inmersión para evitar los vórtices. Además, el vórtice se puede suprimir si se hacen flotar trozos de material en la superficie del su-

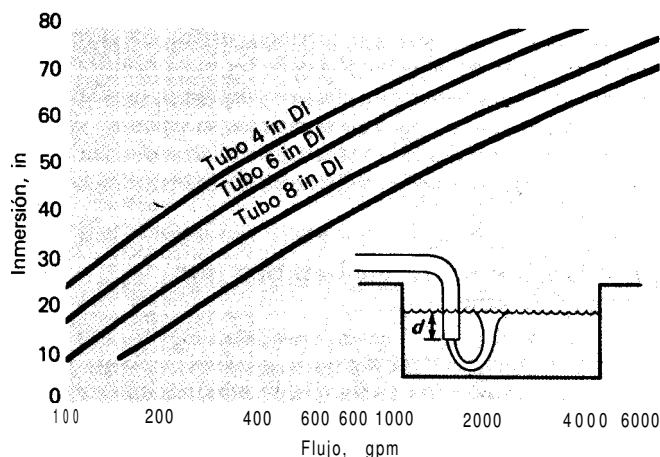


Fig. 5 Inmersión requerida para evitar vórtices en los sumideros

midero o si se instala una campana pichancha en el tubo de succión.

El aire que no penetra por la entrada puede ser por filtraciones en la empaquetadura del lado de succión, bridas, bujes, niples, tapones de drenaje, respiraderos, etc. Estos puntos se pueden comprobar con una llama abierta siempre y cuando la bomba no esté en un lugar peligroso o vertiendo agua sobre el tubo de succión. Las filtraciones se notarán por el parpadeo de la llama y, dado que el agua que corre sobre una filtración la tapará momentáneamente, se puede notar la filtración por un aumento repentino en la lectura del manómetro.

Los prensaestopas del lado de succión suelen estar equipados con anillos de cierre hidráulico y sellos destinados a impedir las filtraciones de aire. Por tanto, si parece que hay paso de aire por el prensaestopas, hay que comprobar que el sello de agua tenga libre circulación. El anillo hidráulico debe estar bien instalado en el prensaestopas para el funcionamiento correcto del sello de agua y la entrada al anillo no debe tener obstrucciones. El agua que escurre de la empaquetadura indica que está funcionando el sello.

El autor



S. Yedidiah es especialista en hidráulica en la Worthington Pump Corp., 14 Fourth Ave., East Orange, NJ 07017 y sus labores incluyen atender a los departamentos de la empresa como experto en los aspectos de diseño hidráulico. Ha sido especialista en bombas desde hace muchos años y conoce todo de ellas desde diseño, producción, planeación y administración así como diagnóstico de problemas. Es miembro de la ASME, autor de muchos trabajos técnicos y posee un buen número de patentes.

Diagnóstico de problemas de bombas centrífugas:

Parte II

Los problemas que se analizan son los que se deben a instalación, ensamble y maquinado o pruebas incorrectos.

S. Yedidiah, Worthington Pump Corp.

La mayor parte de los casos de mal funcionamiento de las bombas no requieren análisis o explicaciones especiales. Pero, como hay muchas posibilidades, los pocos casos excepcionales son difíciles de analizar y ocasionan pérdidas de tiempo y gastos. Por tanto, el estudio de esos problemas debe ser con un examen de las posibilidades de fallas mecánicas y luego con un análisis de las curvas de rendimiento.

El examen de las fallas mecánicas debe incluir observar los efectos del montaje incorrecto del impulsor y para las bombas de sumidero la construcción del sumidero y la tubería de succión. El análisis de las curvas de rendimiento necesita una prueba hidráulica a fin de obtener datos de carga, capacidad, eficiencia y caballaje.

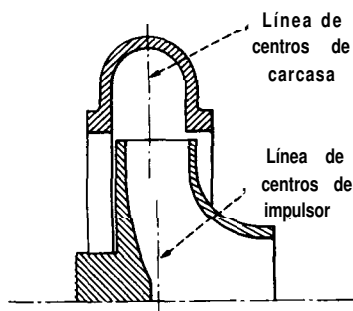


Fig. 1 Las líneas de centros dispares disminuyen el rendimiento

Montaje incorrecto

Dos tuercas colocadas en el eje de muchos tipos de bombas determinan la posición axial del impulsor; hay que armarlas cuidando que la línea de centros de la descarga del impulsor coincida con la línea de centros de la carcasa. Cualquier diferencia entre estas dos líneas (Fig. 1) puede perjudicar el rendimiento, en particular si la holgura entre la carcasa y el impulsor es pequeña.

Otros problemas con el montaje, relacionados con los cojinetes, son menos fáciles de detectar. A veces, por ejemplo, un impulsor tiene agujeros de equilibrio (*balanceo*) que dejan escapar el líquido a presión de un lado al otro del impulsor y actúan para reducir el empuje axial.

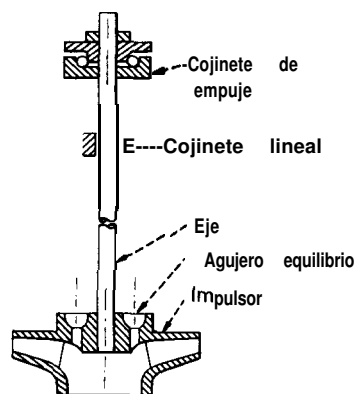


Fig. 2 Los cojinetes de empuje deben recibir las cargas axiales

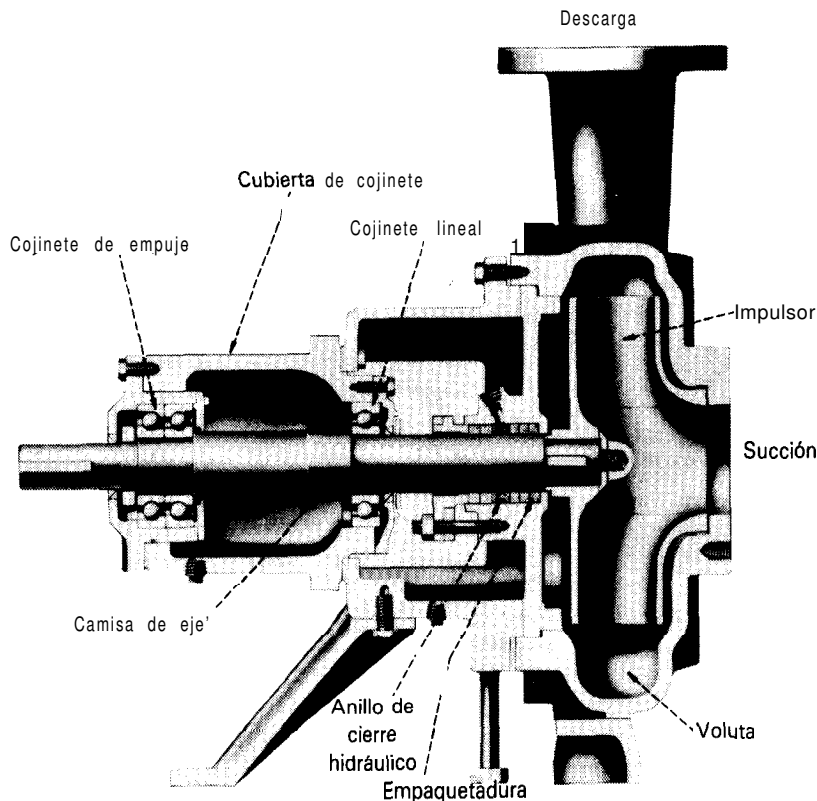


Fig. 3 Los asientos de cojinete necesitan maquinado de precisión

Sin embargo, cuando el eje de una bomba vertical es ligero de peso (Fig. 2), su peso quizá no sea suficiente para mantener las pistas del cojinete de empuje en contacto constante con las bolas. Los resultados son ruido y vibraciones que pueden inutilizar la bomba en poco tiempo. Una corrección sencilla en esa bomba es cerrar los agujeros de equilibrio y con ello aumentar la carga axial en el cojinete.

Cuando el impulsor está sometido a cargas axiales elevadas, el cojinete de empuje debe estar en el lado externo del bastidor (Fig. 3) y el cojinete lineal en el interior.

Para que los cojinetes tengan un funcionamiento satisfactorio, sus asientos deben estar maquinados con precisión, sin juego radial entre ellos y la carcasa. Cuando el ajuste entre un cojinete lineal interno (Fig. 3) y su asiento está demasiado apretado, este cojinete puede absorber la carga axial en lugar de que la soporte el cojinete de empuje (Fig. 3). Esta carga adicional puede inutilizar el cojinete lineal en corto tiempo.

Puede haber un resultado similar cuando se introduce mugre entre la pista externa del cojinete lineal y su asiento, aunque la carcasa esté maquinada a especificaciones (Fig. 3). Para eliminar esas sobrecargas, se debe tener cuidado al ensamblar para que el cojinete lineal no esté demasiado apretado para que se pueda mover en sentido axial.

Por otra parte, ningún cojinete debe estar tan flojo que pueda girar en su asiento. Por lo general, la fricción de deslizamiento es de 10 a 15 veces mayor que la de rotación, por lo cual parece extraño que la pista de un coji-

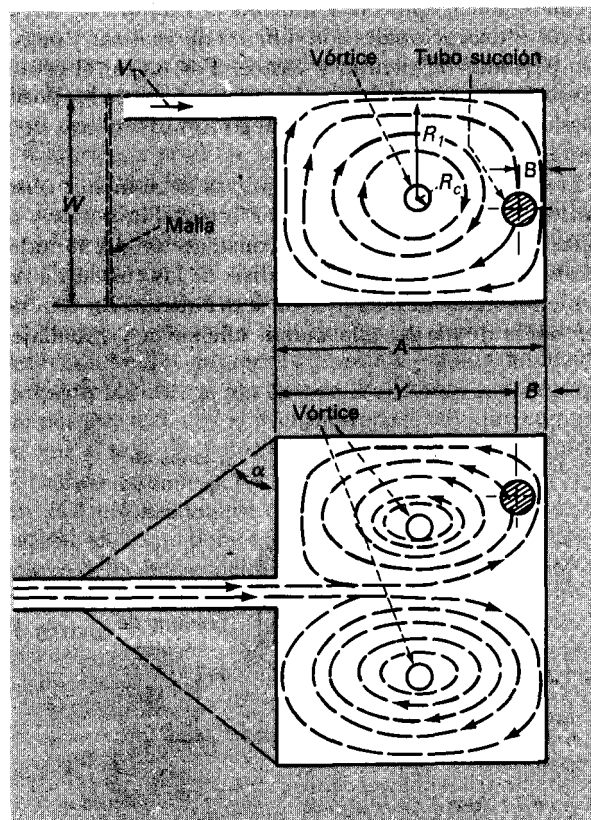


Fig. 4 Los vórtices se forman por las corrientes del sumidero

nete de bolas pueda girar en su asiento. Sin embargo, ocurre con frecuencia en la práctica con el resultado de la inutilización del cojinete en poco tiempo.

Diseño del sumidero y tendido de la tubería de succión

El flujo de un líquido ideal va de acuerdo con el bien conocido principio de Bernoulli:

$$(V^2/2g) + (P/\gamma) + Z = \text{constante}$$

en donde: V = velocidad del líquido

g = aceleración debida a la gravedad

P = presión

γ = densidad relativa

Z = carga estática

Si se aplica la ecuación de Bernoulli a un vórtice del líquido, éste, que se conoce como vórtice potencial, tiene una velocidad de rotación V que varía inversamente con el radio R del vórtice o sea:

$$(V) (K) = \text{constante}$$

Esta ecuación repercute mucho en los efectos del diseño del sumidero sobre el rendimiento de la bomba. Indica que la velocidad aumenta hacia el centro del vórtice y tiende a volverse infinita cuando el radio se aproxima a cero. Por tanto, debido al principio de Bernoulli, la pre-

sión absoluta cerca del centro del vórtice potencial se vuelve mucho más baja que la presión atmosférica.

Cuando esa zona de baja presión está en contacto directo con la atmósfera y el cuerpo del líquido se mueve en el sentido del eje del vórtice, entrará el aire en él. Según sean la forma y tamaño del sumidero, es posible que este aire llegue al ojo del impulsor y produzca problemas.

Si no se deja entrar aire a la zona de baja presión del vórtice, entonces se producen, ya sea, un núcleo de baja presión de líquido que gira como remolino "sólido" o una cavidad llena de vapor. Esto ocurre cuando el centro del vórtice entra al tubo de succión.

En la figura 4 se ilustra en forma esquemática cómo influyen estas relaciones en el rendimiento cuando el líquido pasa desde un canal estrecho hasta un sumidero ancho. Por baja que sea la velocidad de entrada, puede producir uno o más vórtices y la velocidad del líquido en ellos aumentará hacia sus centros y producirá zonas de baja presión. Si el tubo de succión de una bomba se instala en uno de los centros y es lo bastante grande para cubrir la zona de baja presión se producirá cavitación y las zonas de baja presión entrarán a la bomba.

Cuando llegan a una zona de alta presión en la bomba, se aplastarán con gran fuerza y muchas veces ocasionarán serios daños. Además, reducen la superficie del conducto en la entrada a los álabes del impulsor y entorpecerán o interrumpirán por completo el flujo.

Por otra parte, si el tubo de succión es más pequeño que la zona de baja presión del vórtice o si está descentrado del mismo, se formará un embudo de aire cerca

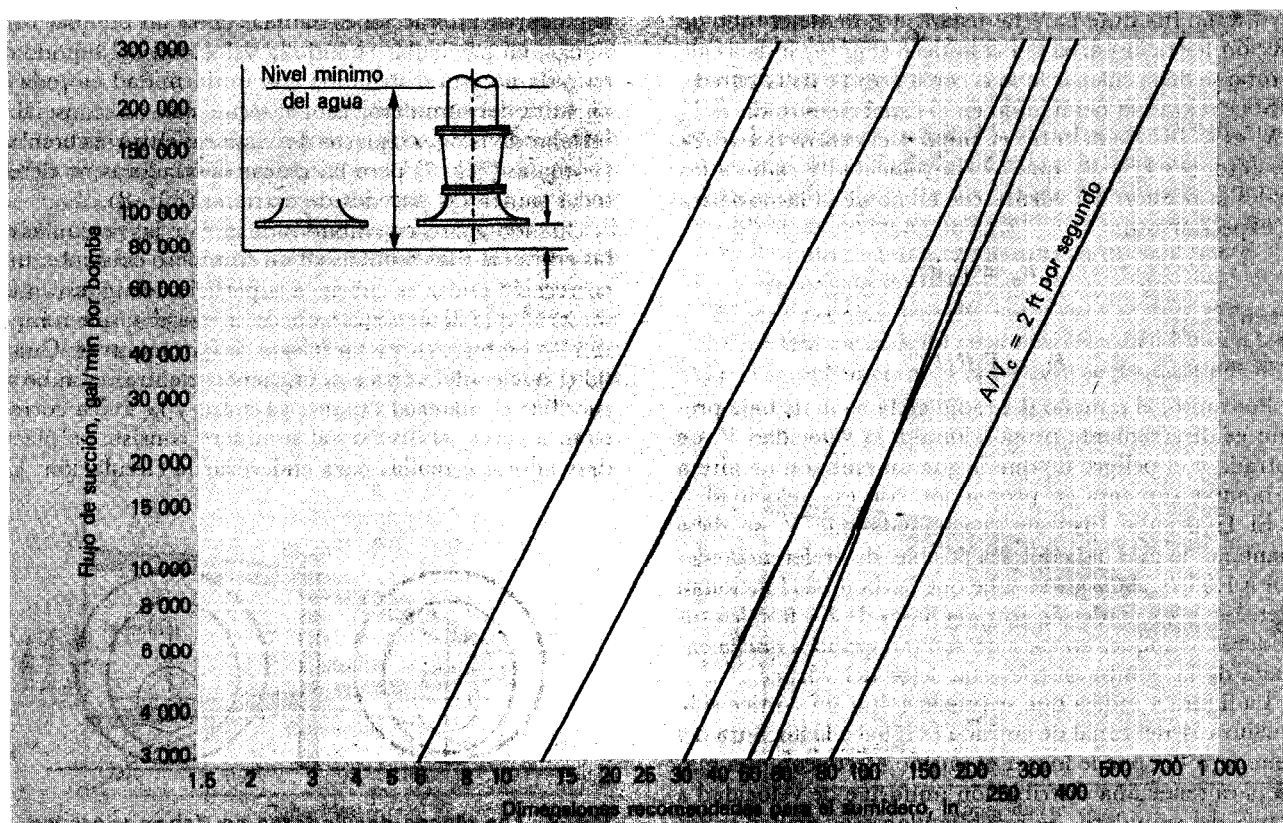


Fig. 5 Dimensiones y caudales recomendados para sumideros

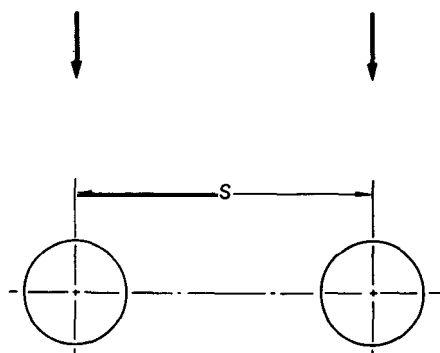


Fig. 6 Las entradas múltiples deben estar separadas

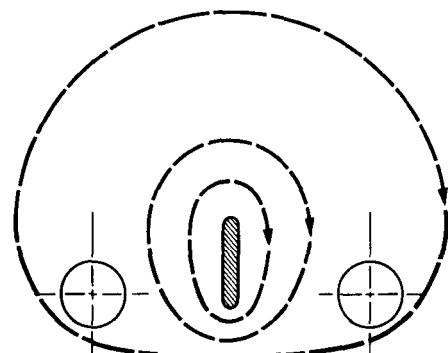


Fig. 7 Las entradas múltiples deben tener placas desviadoras

de la entrada de la bomba por el cual entrará el aire a la bomba.

En consecuencia, el sumidero debe ser de tamaño suficiente para que la bomba o bombas queden lejos del centro de cualquier vórtice que se pueda producir. El Hydraulic Institute ha preparado una gráfica compuesta con las dimensiones mínimas sugeridas para el sumidero (Fig. 5). Las dimensiones a las cuales se aplican las curvas A, B, S y Y aparecen en la figura 4.

La figura 4 en combinación con el principio de Bernoulli y el vórtice potencial produce una serie de lineamientos importantes para el diseño del sumidero. Dado que la presión en un vórtice aumenta con la distancia desde su centro, la presión más alta en el sumidero estará cerca de sus paredes. Además, las paredes están a la máxima distancia de la zona de baja presión en la cual es posible que aparezca un embudo de aire. La curva del Hydraulic Institute para la distancia B desde el tubo de succión hasta la pared del sumidero (Fig. 4) indica que el tubo se debe colocar lo más cerca posible de la pared.

Si la velocidad del líquido en el canal de entrada es V_1 y R , es la distancia entre el canal y el centro del vórtice, entonces V_c y R_c , que son la velocidad y radio a los cuales la presión del vórtice cae abajo de la atmosférica se expresan con:

$$V_c R_c = V_1 R_1$$

O con

$$R_c = V_1 R_1 / V_c$$

Por tanto, el tamaño del radio de la zona de baja presión es directamente proporcional a la velocidad V_1 de entrada y el peligro de que llegue un embudo de aire a la bomba aumenta en proporción con esa velocidad.

El Hydraulic Institute recomienda que V_1 se debe mantener lo más baja que sea posible, de preferencia menor a 1.0 ft/s. Aunque se sabe que las bombas funcionan bien con velocidades de entrada hasta de 2.0 ft/s, los sumideros o tanques en ese caso son tan grandes que la entrada de la bomba puede estar lejos del vórtice.

La figura 4 indica que se puede evitar un vórtice si la anchura W del canal de entrada es igual a la anchura del sumidero. Se puede lograr el mismo efecto con una malla para tener una distribución uniforme de velocidad a través del sumidero. Se recomiendan esas mallas en los buenos diseños de sumideros.

Cuando no se puede utilizar la malla, entonces se hace una entrada o aproximación cónica, que se indica con línea discontinua en la figura 4. El ángulo del cono no debe ser menor de 45° . Además, se debe utilizar un enderezador de flujo en la entrada a la sección cónica, por ejemplo, una rejilla de barras y se debe mantener cierta distancia Y mínima entre la malla y la entrada de succión.

Cuando se van a instalar dos o más entradas de bomba en un sumidero deben estar paralelas entre sí a lo largo de una línea perpendicular con el sentido de aproximación (Fig. 6) y no deben estar en serie porque el líquido desprende vórtices cuando pasa por un objeto cilíndrico como el tubo de succión y esos vórtices pueden avanzar hacia una entrada de corriente abajo.

Aunque las entradas de la bomba estén paralelas pueden ocurrir interacciones dañinas entre las bombas contiguas, en particular cuando la velocidad del líquido de entrada no está distribuida con uniformidad en toda la anchura del sumidero. En consecuencia, es aconsejable instalar divisiones o placas desviadoras entre las bombas contiguas (Fig. 7) pero las placas desviadoras no deben tocar nunca las paredes de extremo (Fig. 8).

Cuando aparecen embudos de aire en las cercanías de las entradas a las bombas en un sumidero existente, una corrección eficaz es cubrir la superficie del agua con un material que flote, como troncos de madera, que romperán los embudos y evitarán que se formen otros. Cuando el núcleo del vórtice se encuentra dentro del tubo de succión, el material flotante es inútil y la única corrección, a veces, al diseño del sumidero consiste en placas desviadoras o mallas para enderezar la circulación. Un

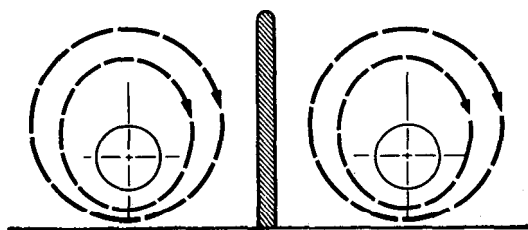


Fig. 8 Las placas desviadoras no deben tocar las paredes

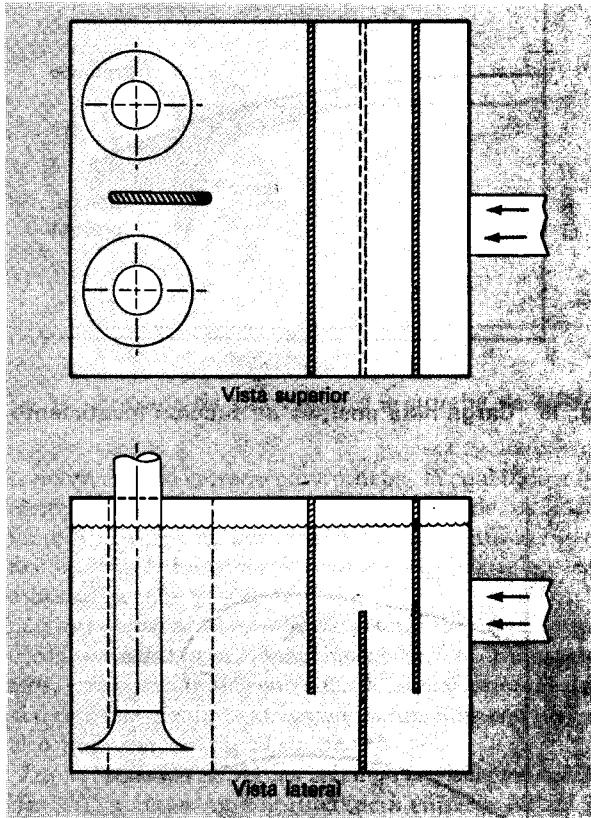


Fig. 9 Las placas verticales sumergidas pueden enderezar el flujo

sistema que ha dado resultados ha sido pasar el líquido encima y debajo de placas desviadoras sumergidas (Fig. 9).

Cuando se utilizan placas desviadoras sumergidas, las velocidades del líquido encima y debajo de ellas deben ser las menores posibles y nunca se debe colocar una placa de modo que forme una cascada, que podría arrastrar burbujas de aire. Por la misma razón, ningún canal de entrada debe estar más arriba del mínimo nivel posible del sumidero.

El tendido de la tubería de succión de la bomba puede ocasionar un problema similar a los causados por mal diseño del sumidero. Siempre que la tubería tiene codos

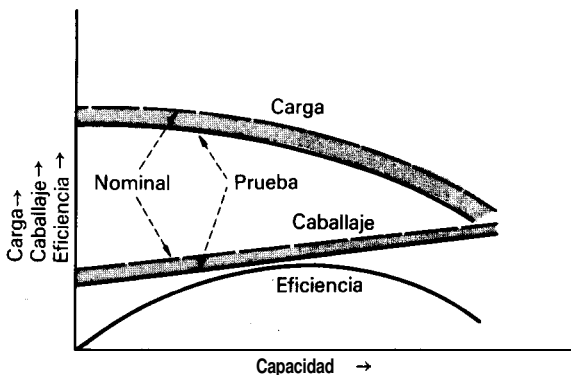


Fig. 10 Impulsor de diámetro muy pequeño

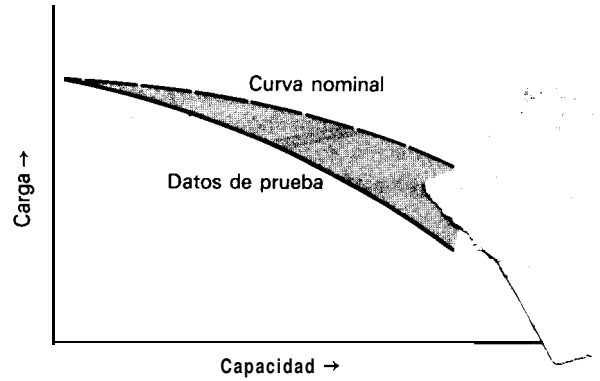


Fig. 11 Obstrucción o garganta reducida

y todos están en el mismo sentido, pueden inducir un vórtice en el líquido que entra al impulsor.

Interpretación de los resultados de las pruebas

Aunque las muchas causas probables de cualquier tipo de mal funcionamiento dificultan y requieren mucho tiempo para el diagnóstico, a menudo se puede reducir su número con un estudio cuidadoso de las curvas de rendimiento de la bomba. A continuación se describen e ilustran algunas curvas típicas de mal funcionamiento y sus causas.

La bomba produce carga baja y consume menos potencia en toda su gama de funcionamiento, pero no varía su eficiencia (Fig. 10). La causa más común es deformación del cuerpo del impulsor. Otras dos posibilidades son: velocidad de rotación menor a la especificada o impulsor de tamaño menor al requerido.

La carga cae con rapidez con un aumento en el caudal pero la carga de corte casi no cambia (Fig. 11). Esta curva indica una superficie reducida de la garganta de la voluta o una superficie reducida entre los álabes del difusor. Además, una obstrucción en algún lugar entre la salida del impulsor y el punto de toma de lecturas de presión puede producir esa misma curva.

El gasto durante la prueba es menor que el nominal en una cantidad constante con cualquier carga dada (Fig. 12). En una bomba con impulsor cerrado esta curva se produce por fugas

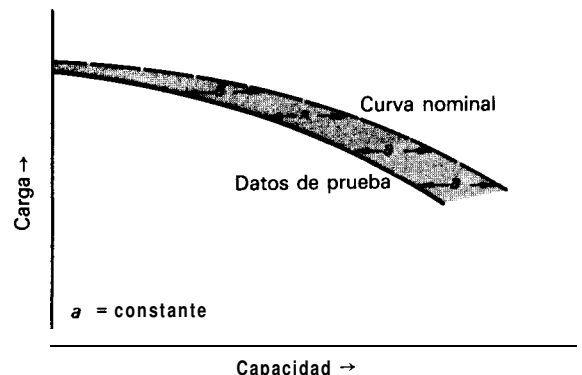


Fig. 12 Fugas por los anillos de desgaste

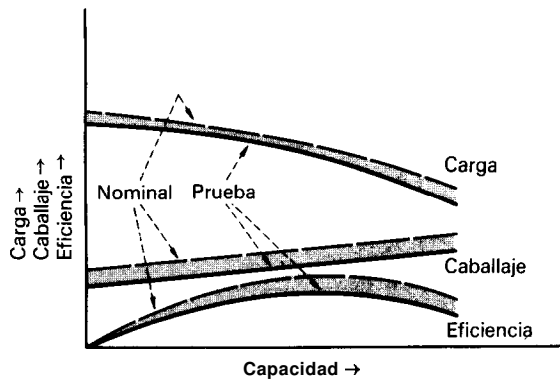


Fig. 13 Fugas excesivas por anillos de desgaste

intensas pero no excesivas por los anillos de desgaste. Esta curva suele indicar que los anillos están gastados y se deben reemplazar. Cuando se utiliza esta curva con bomba de impulsor semiabierto, indicará placa de desgaste o impulsor gastados.

La carga, capacidad, eficiencia y caballaje son bajos en toda la curva (Fig. 13). Las holguras excesivas en los anillos de desgaste o entre los álabes del impulsor y las placas de desgaste (en los impulsores semiabiertos) suelen producir este tipo de curva. Si la falla está en las placas de desgaste, quizá se hayan desintegrado. Este tipo de curva también ocurre cuando un mecánico olvida instalar un anillo o placa de desgaste después de inspeccionar o reparar la bomba.

Carga y eficiencia reducidas sin cambio en el caballaje (Fig. 14). Suele ser por conductos para agua que están ásperos por herrumbre, incrustaciones, etc., en el impulsor o en la carcasa.

Curva de carga y capacidad correcta pero la baja eficiencia aumenta el consumo de caballaje. Suele ser por pérdidas mecánicas a consecuencia de empaquetaduras o sello mecánico apretados, presión hidráulica excesiva contra un sello o empaquetadura, cojinetes deficientes, piezas desalineadas, desalineación entre la bomba y el propulsor, eje doblado, funcionamiento cerca de la velocidad crítica, deformación de la carcasa por esfuerzos producidos por la tubería o la placa de base.

La curva se interrumpe antes de lo especificado (Fig. 15). Se debe a carga neta positiva de succión NPSH insuficiente.

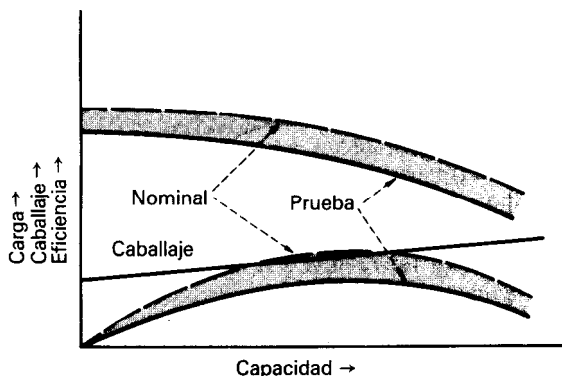


Fig. 14 Conductos ásperos en carcasa o impulsor

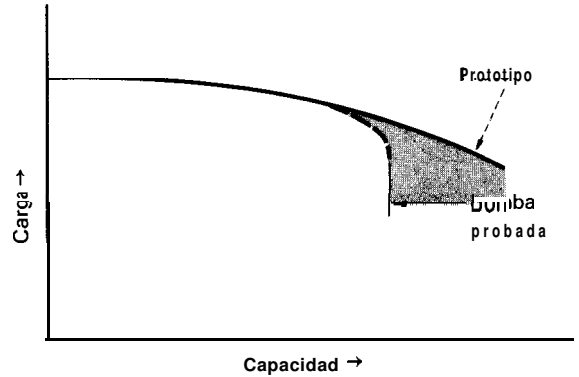


Fig. 15 Carga neta positiva de succión insuficiente

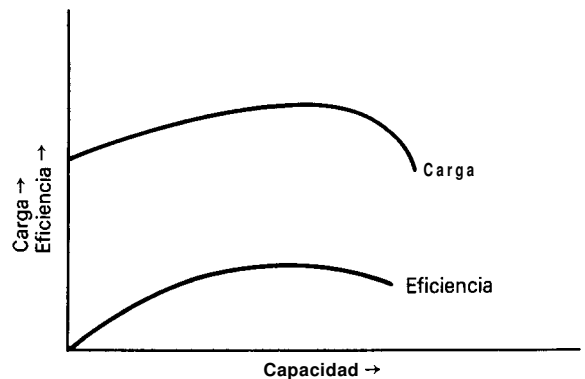


Fig. 16 Rotación inversa del impulsor

La carga de presión producida por la bomba se incrementa cuando aumenta el gasto (Fig. 16). Ocurre cuando el impulsor tiene álabes hacia el frente (que ya son muy raros) o si está montado invertido en el eje. También ocurre a veces cuando la bomba gira en sentido inverso.

Durante una prueba de NPSH, la línea de carga y la NPSH se detiene en forma abrupta en vez de seguir hasta el punto de corte (Fig. 17). Durante esta prueba, se mantiene constante el gasto y se reduce la NPSH en forma gradual hasta que se interrumpe la carga, para indicar la NPSH mínima requerida. En algunas circunstancias, puede ser imposible mantener el gasto constante requerido. Esto ocurre a ve-

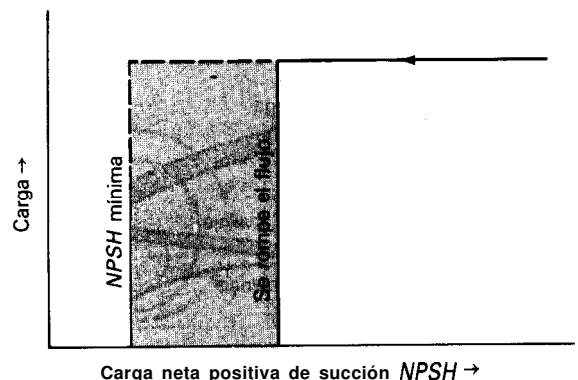


Fig. 17 Cavitación en la tubería de descarga

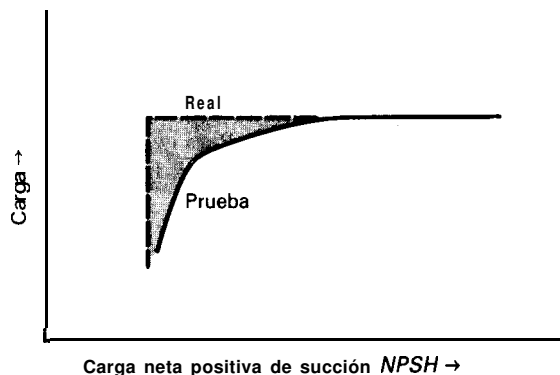


Fig. 18 Entrada de aire durante la prueba de NPSH

ces en un cuadro cerrado para prueba, lo cual indica que ha empezado la cavitación corriente abajo de los instrumentos de medición, para cortar el flujo conforme se reduce la NPSH. La única corrección es instalar un tubo de descarga más grande.

La carga empieza a caer en forma gradual cuando se reduce la NPSH en vez de caer en forma abrupta (Fig. 18). En muchos casos, esta curva indica entradas de aire al sistema. Además, ocurren siempre que la bomba funciona con un caudal o flujo mayor que el de diseño.

Los requisitos de NPSH son más altos con todos los caudales (Fig. 19). Siempre que la diferencia entre la NPSH requerida y la nominal es constante, indica fugas por anillos selladores gastados, etc. Siempre que varía la diferencia, indica conductos para agua ásperos o con salientes.

Precauciones para probar las bombas

Cuando el ingeniero cuenta con las curvas típicas, puede diagnosticar muchos problemas con las bombas. Pero hay que comparar esas curvas contra las de rendimiento real de la bomba. Desafortunadamente, las curvas sólo se logran con pruebas bien hechas, cosa que no siempre ocurre.

Muchas instituciones oficiales y semioficiales han establecido procedimientos para probar bombas centrífugas. Sin embargo, ninguno de ellos es una garantía ab-

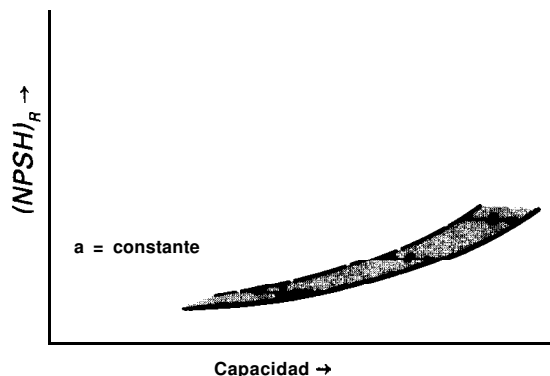


Fig. 19 Efecto de las fugas sobre la NPSH requerida

soluta de la ejecución correcta y vale la pena describir algunas causas típicas de pruebas incorrectas.

Un método muy común que puede ocasionar lecturas incorrectas del manómetro es dejar bordes agudos o rebabas de metal en las conexiones entre la tubería de la bomba y el tubo del manómetro. Para tener lecturas correctas todas las conexiones deben estar bien redondeadas.

La variación en la presión en una sección transversal de un líquido en circulación ocasiona a menudo lecturas incorrectas de presión. En la práctica, rara vez es posible determinar la presión promedio real en cierta sección de tubo. Para reducir este error, se deben conectar en paralelo con el mismo manómetro cierto número de agujeros equiespaciados en torno a la sección de tubo.

Las bolsas de aire y los tubos obstruidos son otras causas comunes de lecturas incorrectas de presión.

La prerrotación puede alterar mucho las lecturas de presión en la tubería de succión. Con gastos bajos, hay un intercambio entre el líquido que ya ha entrado al impulsor y el que se aproxima a la bomba por el tubo de succión. Una parte del líquido que han movido los álabes del impulsor retorna al tubo de succión en donde se mezcla con la corriente de entrada y le imprime un movimiento rotatorio originado por los álabes. Esto no sólo produce rotación en el líquido de entrada sino que también le aumenta su presión cerca del diámetro exterior del tubo de succión.

La carga total producida por una bomba se define como la cantidad total de energía útil transferida de los álabes del impulsor al líquido. Cuando no hay prerrotación, esta carga total es igual a la carga total medida en la salida de la bomba menos la carga total medida en la entrada. Sin embargo, cuando hay prerrotación, el impulsor empieza a transferir energía útil al líquido que todavía está corriente arriba de la bomba. Como este líquido ha absorbido cierta cantidad de energía, cualquier lectura de presión en el tubo de succión será la combinación de la presión real de succión más la energía agregada y será equivalente a tomar estas lecturas en algún lugar en la propia bomba.

El único método correcto para determinar la presión real de succión cuando hay prerrotación es medirla en la superficie del líquido en el tanque o sumidero de succión en un lugar en donde el líquido no tenga vórtices ni velocidades importantes. La carga real de succión será igual a esta lectura de presión, más o menos la diferencia entre los niveles de la superficie y la línea de centros de la bomba y menos las pérdidas en el tubo de succión.

Las lecturas de presión en el tubo de descarga, a veces, varían por el sistema de tubería, aunque estos casos son menos frecuentes. En ocasiones, el pequeño saliente de una junta en los conductos de agua en la brida de descarga ha reducido las lecturas del manómetro hasta en 60 ft. En otros casos, hay salientes más grandes que no alteran para nada la lectura de presión.

La cavitación en las conexiones para el instrumento de medición o dentro del instrumento producen lecturas incorrectas, incluso en la tubería de descarga. Esto puede ocurrir cuando la bomba es parte de un cuadro cerra-

do en el cual las presiones son bajas. Uno de los puntos más susceptibles es en la garganta del medidor de venturi o un orificio. Otro lugar es en la última válvula o conexión que regulan el retorno del líquido al tanque de succión porque la presión corriente abajo de ellas puede ser baja.

Los métodos para procesar los datos son otra fuente de error en las curvas de rendimiento de las bombas, en

particular cuando los cálculos incluyen cargas de velocidad y pérdidas similares. Se suelen utilizar tablas para esos cálculos, pero están preparadas para tubos de un número determinado de cédula y las tuberías de la instalación pueden ser de otra cédula. Para evitar esos errores, el diámetro real del tubo se debe medir con cuidado y tenerlo en cuenta para los cálculos.

Diagnóstico de problemas de bombas centrífugas: Parte III

Algunos tipos especiales de mal funcionamiento de las bombas que se presentan por el servicio y tipo de bomba.

S. Yedidia, Worthington Pump Corp.

Dado que muchas causas específicas de mal funcionamiento de las bombas, como bolsas de gas, cavitación, holgura excesiva, etc., están relacionadas con el diseño y empleo de la bomba, muchos problemas se pueden originar en bombas que funcionan en serie, en paralelo, de doble succión y carcasa dividida o partida, con impulsor semiabierto o para pozo profundo.

Bombas en serie y bombas en paralelo

Una o más bombas en serie se pueden dañar por la pérdida de $NPSH$ debida a la falla de una bomba de corriente arriba.

En las bombas en serie puede seguir un flujo reducido aunque una de ellas no funcione. Este flujo por la bomba ociosa hará que el impulsor gire en sentido opuesto y que se aflojen las tuercas que sujetan el impulsor y las camisas en el eje. Cuando se vuelve a poner en marcha la bomba ociosa, las piezas flojas la dañarán en un corto tiempo.

El múltiple de succión para varias bombas debe recibir especial atención para su diseño y tamaño, porque la cavitación producida en la entrada a un tubo de succión se puede propagar a lo largo del múltiple hasta otros tubos de succión o bien, una bomba, puede privar a todas las otras de su presión de succión, lo cual reduce su $(NPSH)_A$.

Bombas de doble succión de carcasa partida

Este tipo de bomba es susceptible a muchos problemas especiales que ocurren debido a su impulsor simétrico de dos lados.

Un codo en el tubo de succión (Fig. 1) puede ocasionar distribución desigual del flujo al impulsor, con reducción en la carga y eficiencia y se producirán ruido y vibraciones. Cuando no se puede evitar ese codo, debe estar, cuando menos, 20 diámetros corriente arriba de la entrada o se deben instalar enderezadores de flujo especiales.

La naturaleza simétrica de los impulsores de doble succión permite la posibilidad de montarlo en posición invertida en el eje, después de desarmar la bomba para repararla. Sin embargo, los álabes del impulsor están configurados para rotación en un solo sentido y la rotación inversa producirá ruido, vibración, una fuerte reducción en la eficiencia y una curva de carga y capacidad completamente distinta de la nominal.

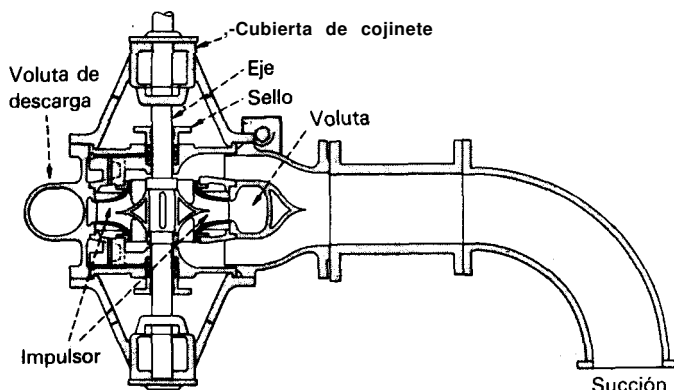


Fig. 1 Los codos en el tubo de succión producen mala distribución

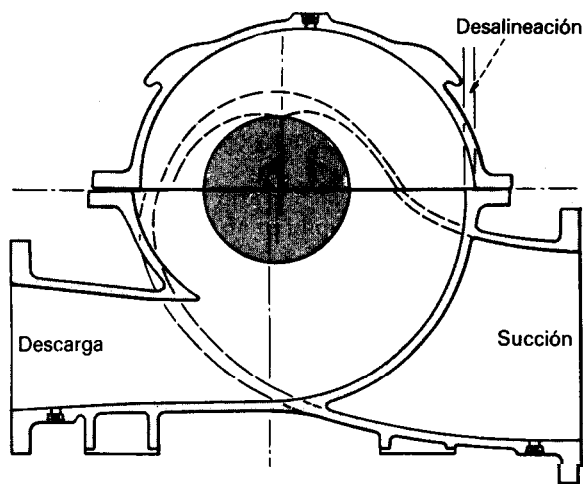


Fig. 2 Las secciones de la carcasa dividida pueden estar desalineadas

Además, cuando se desarma una bomba de carcasa partida, puede ocurrir desalineación entre las dos mitades de la carcasa (Fig. 2) que perjudicará el funcionamiento. Puede haber un problema similar cuando, al armar la bomba, la junta entre las mitades de la carcasa sobresale en los conductos para agua.

La posición axial del impulsor de doble succión (Fig. 3) se debe ajustar de modo que su línea de centros coincida con el centro de la voluta. Una separación apreciable entre estas líneas de centros puede hacer que las paredes del impulsor rocen contra la carcasa. Una separación menos grande puede ocasionar cargas axiales excesivas y reducción en el rendimiento.

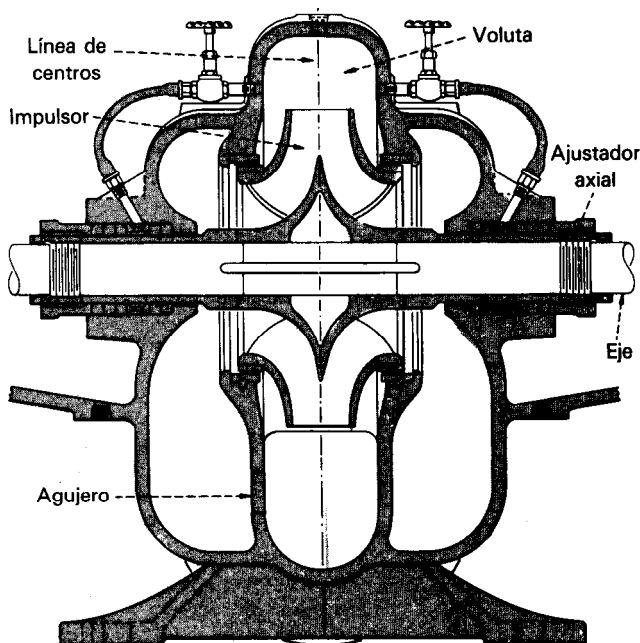


Fig. 3 La línea de centros del impulsor de doble succión debe coincidir con la línea de centros de la voluta

La corrosión o la erosión en estas bombas puede producir agujeros en las divisiones entre la succión y la voluta (Fig. 3). Esos agujeros, por el lugar en que están, son muy pequeños para detectarlos con facilidad pero son lo bastante grandes para producir una importante disminución en el rendimiento.

Bombas con impulsores semiabiertos

Un impulsor semiabierto tiene una sola pared o bóveda y la segunda se ha sustituido ya sea por una placa de desgaste fija o por una cara de desgaste fundida integral con la carcasa (Fig. 4). La holgura entre los álabes del impulsor y las caras de desgaste tiene una gran influencia en el rendimiento de la bomba (véase página 139 y siguientes de este libro). En consecuencia, casi todas las bombas con impulsor semiabierto tienen algún sistema para ajustar esa holgura sin desarmar la bomba.

En las bombas horizontales se montan los cojinetes de empuje en un cartucho y se ajusta la posición axial del cartucho con laines (suplementos). Pero, el empleo de las laines no es absolutamente seguro, porque las caras de los álabes de un impulsor quizá no estén paralelas con la superficie de desgaste de la carcasa. Si se cree que eso es lo que ocurre, hay que desarmar la bomba para tomar medidas exactas.

A veces se utilizan impulsores semiabiertos en bombas de etapas múltiples y se pueden instalar en un orden incorrecto en el eje, lo cual hará variar sus holguras.

En estas bombas se puede presentar otro problema muy diferente cuando el líquido bombeado incluye sólidos correosos o fibrosos, que tienden a alojarse entre los álabes del impulsor y las caras de desgaste y pueden romper los álabes o el eje.

Bombas de pozo profundo

Las bombas de pozo profundo tienen impulsores con difusores de etapas múltiples y diámetro pequeño, montados en el extremo de un eje de la longitud necesaria (Fig. 5) y se clasifican de acuerdo con el tipo de impulsor (cerrado o semiabierto) y el tipo de estructura de la co-

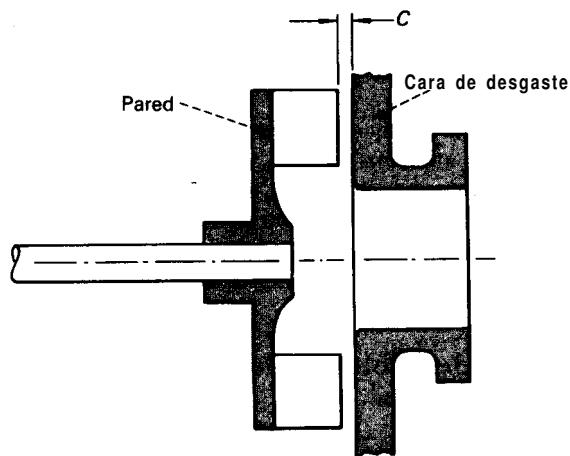


Fig. 4 El impulsor semiabierto tiene una pared y cara de desgaste

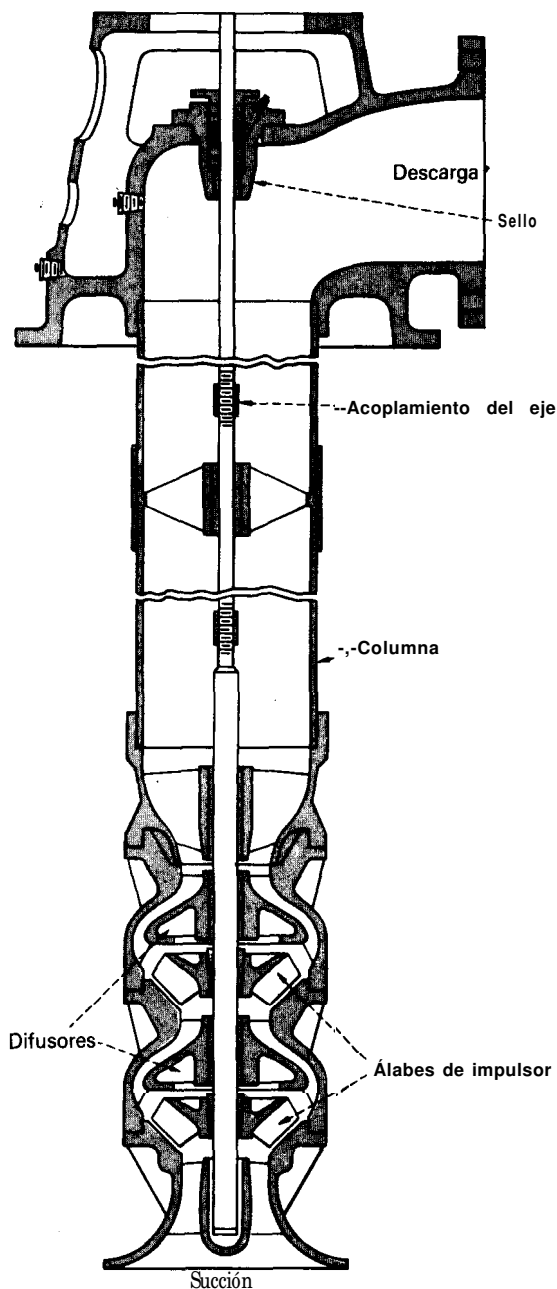


Fig. 5 Las bombas de pozo profundo tienen impulsores en serie

lumna, ya sea abierta con cojinetes de caucho (hule) lubricados por agua o cerrada con cojinetes metálicos lubricados con aceite. Algunos de los siguientes problemas ocurren en todos los tipos de estas bombas y otros son característicos de un solo tipo.

Variaciones en el nivel del agua. Cuando no funciona la bomba de pozo profundo, el nivel o espejo de agua es el mismo que el de los estratos circundantes. Cuando se pone en marcha la bomba, el nivel del agua baja hasta que se establece un equilibrio entre los volúmenes de entrada y extracción. El grado de equilibrio está sujeto a las condiciones estacionales y del clima. Puede bajar tanto

que el aire entrará a la bomba, lo cual reducirá de inmediato el gasto y dejará que suba el nivel de agua lo que, a su vez, aumentará el gasto para que el nivel vuelva a bajar en forma cíclica.

Esos ciclos se pueden corregir en forma temporal con el cierre parcial de la válvula de descarga. La única corrección permanente es alargar la columna, lo cual puede requerir ahondar el pozo.

Efecto de la arena. El efecto inmediato de la arena en el agua es una erosión excesiva y la corrección es utilizar materiales resistentes a la erosión o los reemplazos periódicos. La experiencia indica que hay mucha más arena en los pozos nuevos y se reduce a un grado tolerable después de cierto tiempo.

Cuando el agua contiene arena, no se debe parar la bomba en forma brusca, sino cerrar la válvula de descarga en forma gradual y con mucha lentitud. Si se hace un paro brusco de la bomba, toda la arena que haya en la columna se sedimentará y obstruirá los impulsores y carcasa con lo cual la bomba dejará de funcionar. Si se reduce la descarga en forma gradual, la cantidad de arena arrastrada se reduce en proporción y no quedará mucha que se pueda sedimentar cuando la bomba esté parada del todo.

Efectos del aire. Las bombas de pozo profundo suelen tener una válvula de retención cerca de la descarga. Sin embargo, esta válvula no puede evitar que el líquido elevado dentro de la columna retorne al pozo y produzca un vacío entre el nivel del agua y la válvula. Cuando se vuelve a poner en marcha la bomba, la vaporización debida a este vacío puede producir choques de cavitación.

Además, en una bomba de columna abierta (Fig. 5) se puede infiltrar algo de aire por el prensaestopas y arrastrará el lubricante de la empaquetadura.

Para evitar estos problemas, una bomba de pozo profundo con columna larga debe tener una válvula rompedora del vacío.

Otro problema ocurre cuando se deja que entre aire a la columna durante el paro pero no se puede expulsar cuando se pone en marcha la bomba. Esto puede ocasionar fuertes golpes en la válvula de retención como se describe en "Bolsas de gas" en la página 123.

Instalación o pozo deficientes. Las bombas de pozo profundo están suspendidas de una cabeza (Fig. 5) apoyada en una cimentación fuerte. Debido a la longitud de la columna, cualquier fuerza lateral la puede desalinear junto con los cojinetes lo cual producirá ruido, vibraciones y daños prematuros. Una bomba no funcionará bien si todos los cojinetes lineales y el eje no están bien alineados.

Por tanto, hay que instalar la cabeza y el motor con mucho cuidado para evitar las fuerzas laterales de los ademes del pozo. Cuando el pozo está recto y vertical, hay que instalar la cabeza absolutamente vertical y con su línea de centros alineada con la del pozo. Si el pozo es recto pero no está vertical, se puede lograr una alineación satisfactoria si se inclina la cabeza al mismo ángulo que el pozo, de modo que su línea de centros forme una prolongación de la del pozo. Cuando el pozo no está recto, sólo se puede alinear en la forma adecuada una bomba de diámetro exterior suficientemente pequeño.

En las bombas de pozo profundo cada sección del eje y cada tubo de la columna se maquinan para tener concetricidad absoluta de las roscas y escuadramiento absoluto de las caras. Pero, este maquinado se puede inutilizar durante el ensamble si se deja caer un tubo, se golpea alguna pieza o se permite que se aloje mugre entre las caras.

Columnas lubricadas con agua. Cuando se hace funcionar la bomba en seco, los cojinetes de caucho en estas columnas tienen un elevado coeficiente de fricción y se pueden inutilizar en unos cuantos segundos. Por ello, no sólo hay que lubricar los cojinetes antes de arrancar la bomba sino que se debe continuar esa prelubricación hasta que el agua del pozo llene por completo la columna y empiece a descargar por la cabeza de la bomba.

Muchos tipos de caucho tienden a hincharse cuando están en contacto con agua que tiene productos químicos como sulfuros o sulfatos. Si ocurre, los cojinetes pueden trabajar los ejes y ocasionar serios daños.

En ciertos casos, cuando el caucho se hincha sólo hasta determinado punto, la corrección es hacer funcionar la bomba sin interrupción durante algunas semanas. Esto, a veces, gastará el sobrante de caucho y la bomba funcionará sin problemas.

Sin embargo, el mejor método es hacer análisis de laboratorio de los diversos tipos de caucho con muestras de agua tomadas del pozo profundo. Cuando se determine que un tipo de caucho tiene la resistencia necesaria, se lo debe incluir en las especificaciones de la bomba.

Efectos de las variaciones dimensionales en las bombas centrífugas

Este artículo describe lo que se debe buscar en las bombas centrífugas de una etapa de succión en el extremo, con impulsores semiabiertos, velocidades específicas de 600 a 1 000, boquillas de descarga de 1 a 3 in de diámetro, impulsores de 6 a 11 in de diámetro que funcionen a 3 550 rpm y el ajuste axial de la holgura de funcionamiento entre el impulsor y la carcasa.

Fred Buse, Ingersoll-Rand Co.

El rendimiento hidráulico de una bomba puede tener grandes variaciones con relación a las especificaciones publicadas. Cuando ocurre, hay que poder encontrar la causa de la discrepancia. Casi siempre se trata de aspectos externos de la bomba que saltarán a la vista. Quizá no haya suficiente NPSH, puede haber vapores atrapados en los tubos de succión porque un punto alto no tiene respiración hacia el espacio de vapores en el recipiente de suministro; el motor puede estar conectado para rotación inversa, los tubos de descarga o succión pueden estar obstruidos, la bomba puede no estar bien cebada, etc.

En otras ocasiones, la causa del mal funcionamiento pueden ser dimensiones incorrectas de las piezas internas, que son mucho más difíciles de identificar. Hay que desarmar la bomba para hacer un cuidadoso análisis dimensional de los componentes mayores.

En este artículo se señalan los factores a estudiar durante esa investigación, es decir el efecto de las dimensiones incorrectas sobre el rendimiento de la bomba.

En general, las dimensiones de tres componentes, en el orden citado, son críticas para el rendimiento de la bomba: el impulsor, la superficie de funcionamiento en la carcasa y la garganta de la voluta (Fig. 1).

Calidad del impulsor

Los factores más importantes en el impulsor son: anchura, superficie de rotación y montaje.

Anchura del impulsor. Es la que produce mayores efectos (Fig. 2). Aunque una anchura mayor de la necesaria producirá poco cambio, una anchura menor producirá una reducción muy grande en el rendimiento, sin que

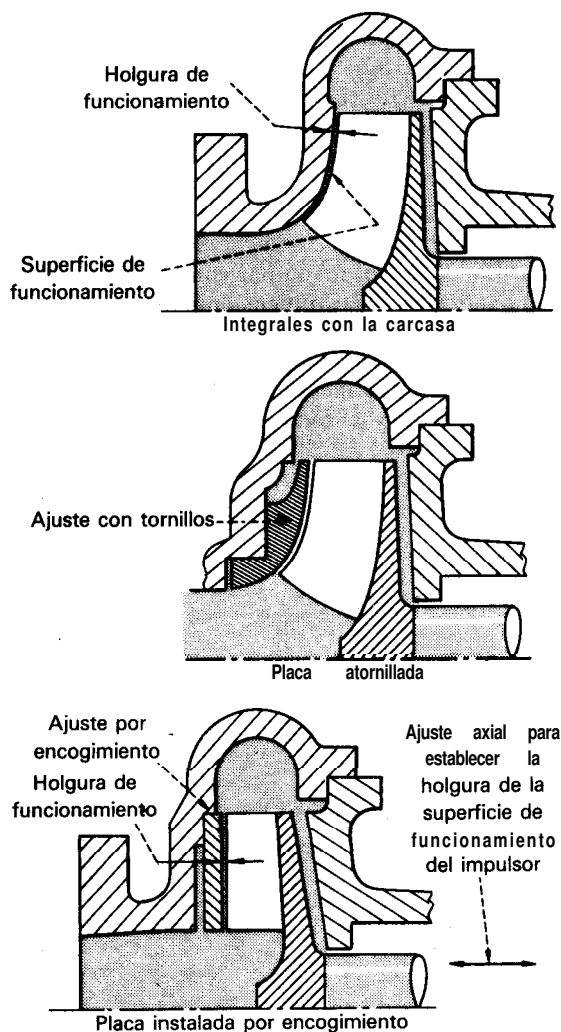


Fig. 1 Tipos de disposiciones de impulsor y voluta

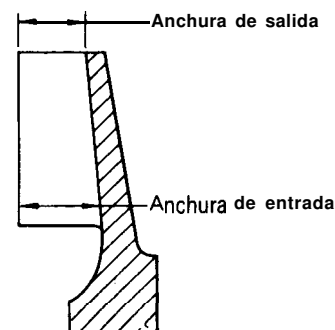


Fig. 2 Anchuras del impulsor

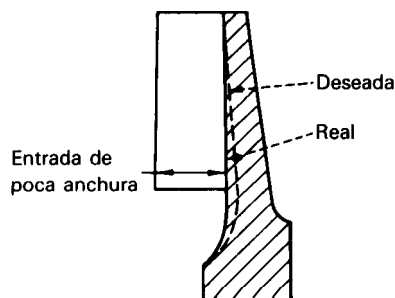


Fig. 3 Poca anchura en la entrada

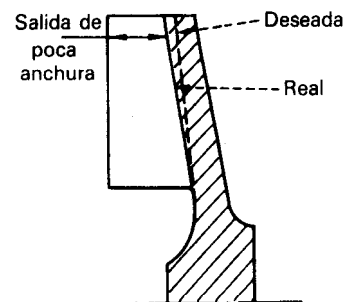


Fig. 4 Poca anchura en la salida

importe que ocurra en el borde delgado en la entrada o en la circunferencia externa en la salida.

Los impulsores que tienen una anchura de salida igual o mayor que la de diseño, pero poca anchura en la entrada (Fig. 3) producirán una curva de rendimiento paralela pero más baja que la curva normal. Los impulsores que tienen anchura de entrada igual o mayor que la de diseño pero poca anchura en la salida (Fig. 4) tendrán el mismo tipo de características. En ambos casos se tendrán cargas de 10 a 30 ft inferiores a la especificada.

Al medir las anchuras de la entrada y salida hidráulicas se puede determinar la superficie promedio requerida para cumplir con el rendimiento. Si se ha rebajado demasiado material, se necesitará una carcasa nueva.

La reducción en la anchura se debe a una pieza de fundición cóncava o convexa debido a tratamientos térmicos deficientes de la pieza fundida. Esto ocasiona superficie hidráulica reducida. Las anchuras de entrada y salida del impulsor se deben maquinar con una aproximación de cero a 0.015 in de las dimensiones de diseño para tener rendimiento correcto.

Vibración por la anchura del impulsor. Un impulsor puede estar maquinado a la anchura total correcta y equilibrado dinámicamente y de todos modos puede hacer que la

bomba tenga vibración excesiva. Esto ocurre cuando uno de los álabes es 0.125 in menos profundo que los otros en la zona de salida (Fig. 6). Como los álabes no tienen carga uniforme, ocurre desequilibrio hidráulico y vibración del eje.

Holgura de funcionamiento. El rendimiento con holgura excesiva de funcionamiento (Fig. 7) tendrá una curva paralela con la del rendimiento estándar. La carga se reducirá alrededor de 10 ft por cada 0.010 de holgura en impulsores de tamaño de 6 a 11 in que funcionen a 3 550 rpm (Fig. 8). Esta reducción también ocurre con holguras más anchas y se han hecho pruebas hasta con 0.120 in. Además, se reduce la eficiencia 2 a 3% por cada aumento de 0.010 in en la holgura.

Superficie de funcionamiento cóncava. Al maquinar el contorno de la superficie de funcionamiento del impulsor hay que tener cuidado de no maquinar con mucha velocidad ni de remover metal grueso si no está bien soportado. En otra forma, se empujarán hacia atrás los extremos de los álabes y saltarán por acción elástica a su lugar al terminar el maquinado. El resultado es una concavidad de 0.010 a 0.015 in (Fig. 9). Cuando se ajusta el impulsor para la holgura normal de funcionamiento, la holgura absoluta será de 0.020 a 0.025 in en lugar de 0.010 in. El

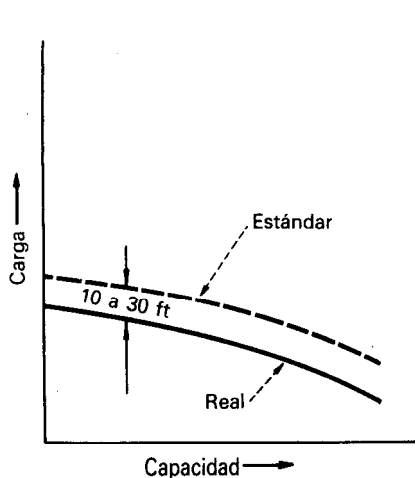


Fig. 6 Efectos de la anchura del impulsor

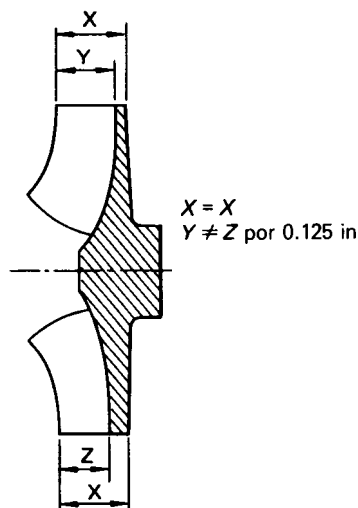


Fig. 6 Alabe de poca profundidad

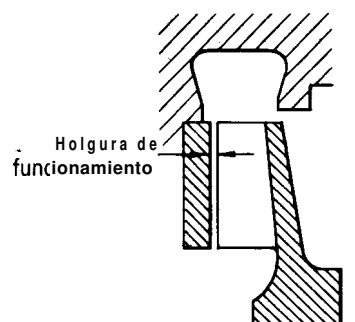


Fig. 7 Holgura de funcionamiento

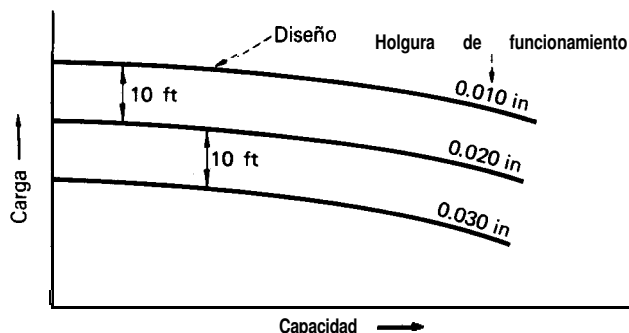


Fig. 8 Pérdidas de carga con holguras excesivas de funcionamiento

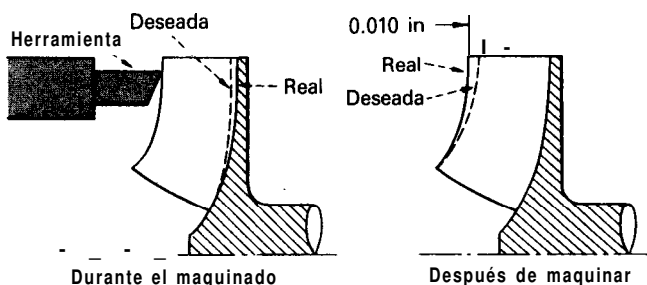


Fig. 9 El maquinado rápido produce impulsores cóncavos

rendimiento será similar al que se tiene con holgura excesiva de funcionamiento.

Montaje del impulsor. Cuando se atornilla un impulsor en su eje, las superficies macho o hembra no pueden estar más de 0.001 in fuera de la perpendicular, medida en las superficies correlativas (Fig. 10) ni estar desalineadas más de 0.001 in con el centro del eje, medido en el cubo del impulsor (Fig. 11). En otra forma, sólo un álabe tocará con la superficie de funcionamiento con el ajuste inicial de holgura.

Estos impulsores torcidos producirán un rendimiento similar al de los que funcionan con holgura excesiva.

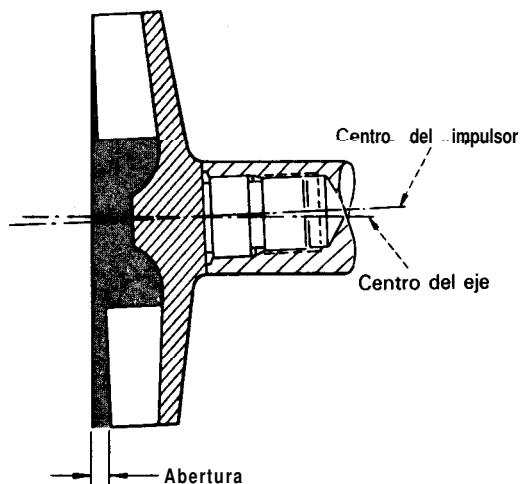


Fig. 10 Los centros de eje e impulsor no están paralelos

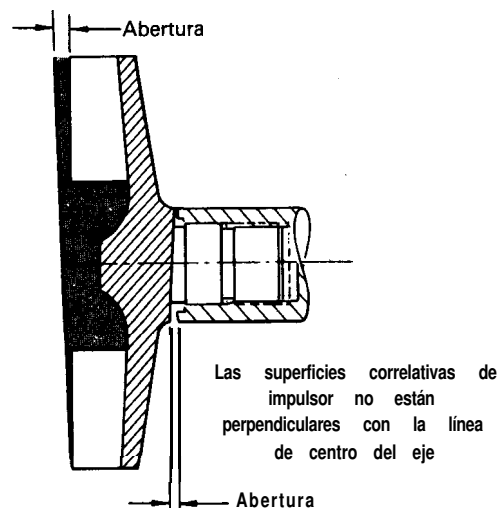


Fig. 11 La superficie del impulsor no está perpendicular con la línea de centro

Además, el impulsor puede estar equilibrado estática o dinámicamente y dentro de las dimensiones hidráulicas y puede haber vibración excesiva del eje por juego en el ajuste entre el impulsor y el eje con la excentricidad consecuente de las dos líneas de centro (Fig. 12). Un impulsor de 10 in de diámetro con una desviación total de 0.004 in lanzará la masa del impulsor fuera de centro y producirá vibración del eje.

Ajustes por limado. Un método para aumentar el rendimiento de la bomba es rebajar con lima los álbes de salida para aumentar la superficie de salida. El grado de limado se identifica con los términos "a la mitad" o "fillo de cuchilla" (Fig. 13). El limado a la mitad consiste en remover la mitad de la banda del álabe de salida y desvanecer la superficie limada en la parte inferior del álabe. El limado o rebajo de fillo de cuchilla consiste en reducir la banda a 1/16 in a menos de lo cual las puntas de los álbes quedan muy delgadas y quebradizas.

Las ganancias aproximadas en carga y eficiencia al limar un impulsor de 3 550 rpm (Fig. 14) aparecen en la tabla 1.

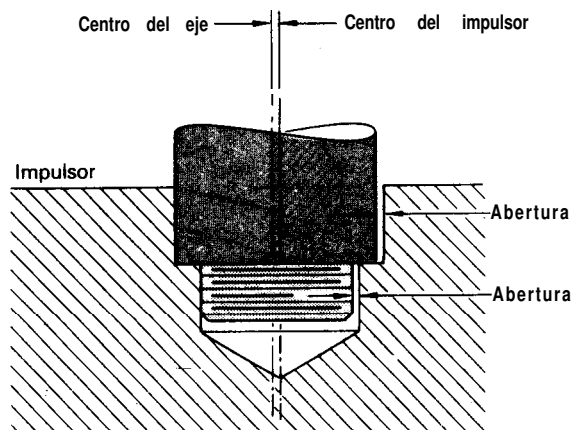


Fig. 12 Holgura en ajusté entre impulsor y eje

Tabla | Efectos del ajuste con lima

Diám. impulsor, in	Ganancia en carga, ft, y en eficiencia, %							
	Filo de cuchilla				A la mitad			
	% de capacidad en BEP			Porcent- aje en BEP	% de capaci- dad en BEP			Porcent- aje en BEP
	0	50	100		0	50	100	
6	4	6	10	1	2	3	5	1
8	13	15	20	2	6	7	9	1.5
10	17	20	28	2	8	10	14	1.5

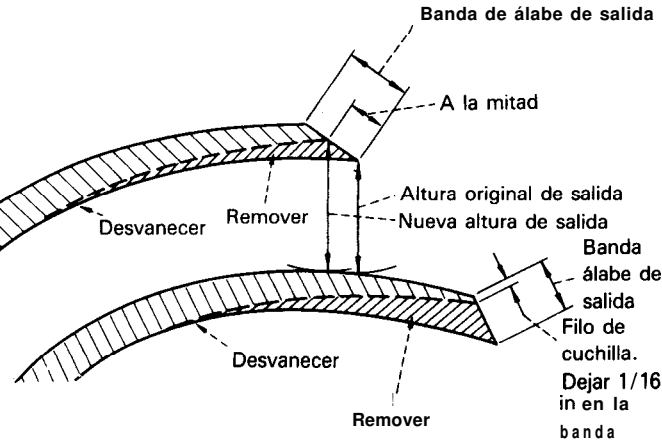


Fig. 13 Ajustes con lima en álaves de salida

Calidad de la superficie de la carcasa

La superficie de funcionamiento de la carcasa puede ser integral en la fundición o puede ser una placa sujeta a la pieza por 1) ajuste por encogimiento, 2) tornillos internos, 3) tornillos externos o 4) soldadura por puntos. La desventaja principal de maquinarse la superficie de funcionamiento integral con la carcasa es que se puede

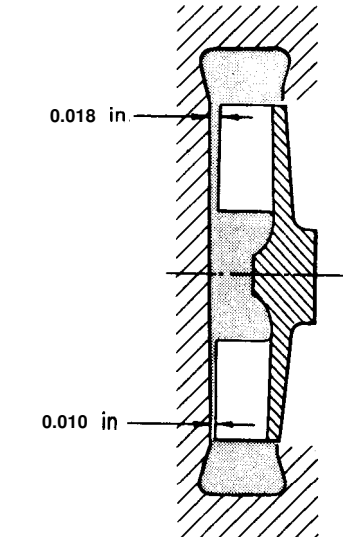


Fig. 15 Carcasa no paralela

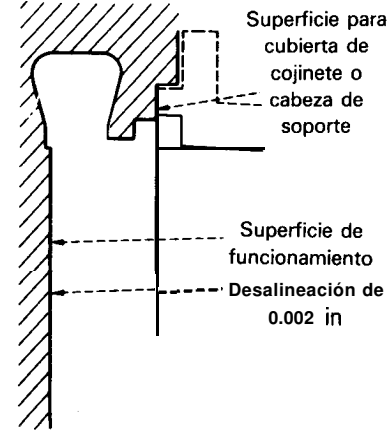


Fig. 16 Error de maquinado

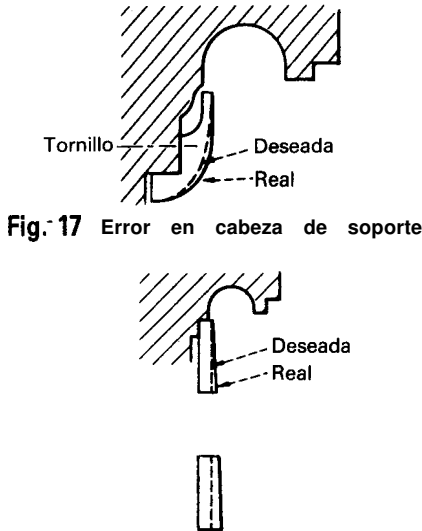


Fig. 17 Error en cabeza de soporte

Fig. 18 Error en placa o superficie

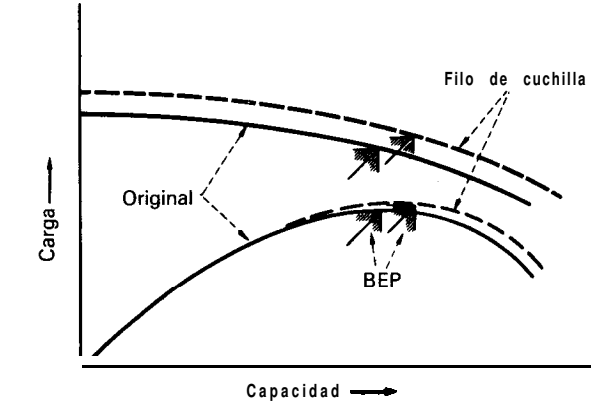


Fig. 14 Efectos de los ajustes con lima

inutilizar con maquinado incorrecto o por porosidades en la superficie. La ventaja principal es que las tolerancias son más amplias que con una placa separada, pues sólo hay que hacer maquinado de precisión en una superficie. La desventaja principal de la placa separada son las dificultades para instalarla en forma correcta y mantener esa instalación durante el funcionamiento. La ventaja principal es el ahorro en costos de mantenimiento y reposición, pues sólo hay que cambiar la placa. La superficie defuncionamiento no está paralela con la del impulsor. Cuando la superficie de funcionamiento de la carcasa no está paralela con la del impulsor con una aproximación de 0.003 a 0.004 in, la reducción en rendimiento será similar a la ocasionada por holgura excesiva de funcionamiento. Cuando la diferencia es todavía mayor, uno de los álaves del impulsor tocará la superficie de la carcasa durante el ajuste inicial de la holgura de funcionamiento. Si la desviación de la carcasa es de 0.008 in, la holgura de funcionamiento será de 0.010 in en un álabe y de 0.018 in en el opuesto (Fig. 15). Esta desalineación de las superficies puede ser por:

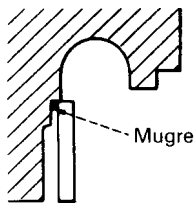


Fig. 19 Mugre en cabeza de soporte



Fig. 20 Placa no asentada

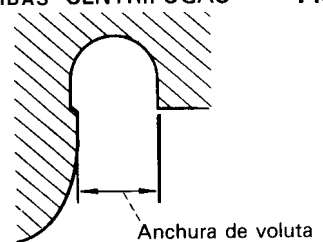


Fig. 23 Anchura de la voluta

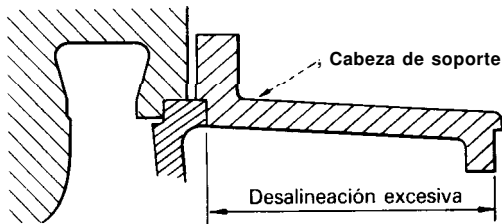


Fig. 21 Superficies de carcasa y montaje desalineadas

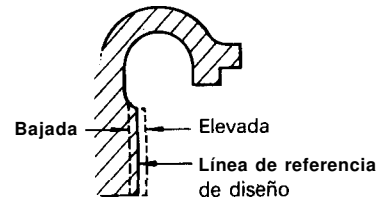


Fig. 24 Superficie bajada

1. No maquinar, con las herramientas en la misma posición, la superficie de funcionamiento y la superficie de montaje de la cubierta del cojinete o la cabeza de soporte de la carcasa. El resultado serán superficies desalineadas hasta en 0.010 in (Fig. 16).

2. Montaje incorrecto de una placa separada porque: a) la superficie de montaje en la carcasa no está paralela con diferencia de 0.001 in con la superficie para montar la cubierta de cojinete o la cabeza de soporte (Fig. 17); b) la superficie de montaje y la de funcionamiento de la placa no están paralelas entre sí (Fig. 18); c) la placa no está bien montada porque hay rebabas o cuerpos extraños entre ella y la superficie de la carcasa (Fig. 19); d) la placa se montó torcida en ajuste por encogimiento porque el operario no la asentó a fondo (Fig. 20).

3. Deformación permanente de una superficie integral de funcionamiento, bien maquinada y que pasó las inspecciones, al someterla accidentalmente a presión excesiva durante la prueba hidrostática.

4. Superficies desalineadas en 0.002 in en las superficies de montaje de la cabeza de soporte o de la cubierta

de cojinetes (Fig. 22) con lo cual habrá desalineación excesiva de las superficies.

Placa cóncava o convexa. Cuando se instala una placa por encogimiento sin asentarla a fondo, se puede combar hacia arriba o abajo, producir superficies desalineadas y holguras de funcionamiento excesivas. Cuando la placa no está bien soportada al maquinarla, se desviará por acción elástica (Fig. 22).

Calidad de la voluta

Anchura de la voluta. Los efectos de una variación de la dimensión de diseño pueden ser importantes en un impulsor semiabierto con velocidad específica de 600 a 1 000 (Fig. 23). Para hacer una serie de pruebas de los efectos de la anchura de la voluta, se elevó y bajó la superficie de funcionamiento de la carcasa en relación con la línea de referencia de diseño (Fig. 24). Los resultados se relacionaron con un impulsor de 10 in de diámetro.

Cuando se bajó la superficie 0.010 in por abajo de la línea de referencia, hubo una reducción de carga de 15

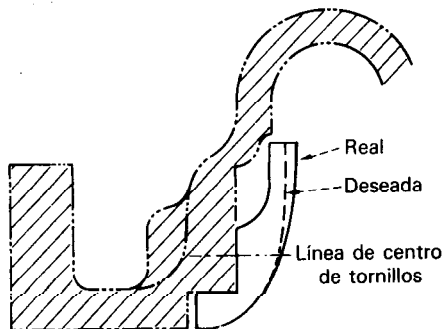


Fig. 22 Una placa no soportada al maquinar

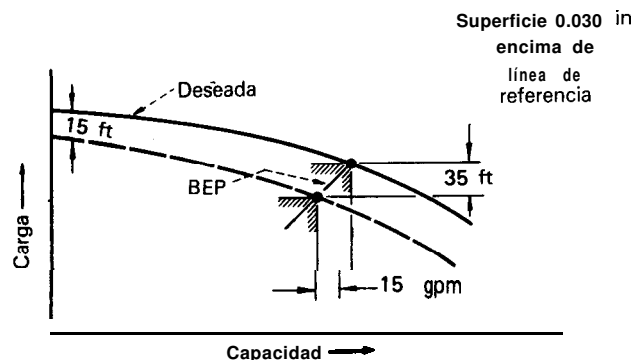


Fig. 25 Efectos de la superficie bajada sobre la curva de carga y capacidad

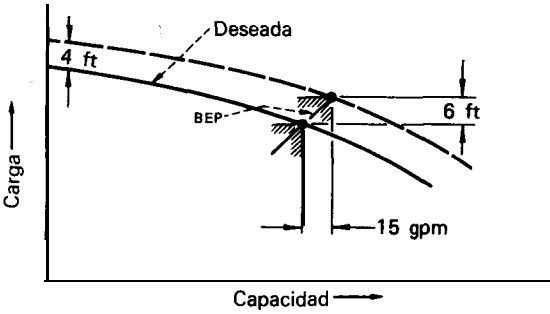


Fig. 26 Efectos de la superficie elevada sobre la curva de carga y capacidad

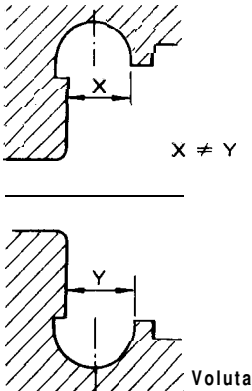


Fig. 17 Superficie de funcionamiento desalineada

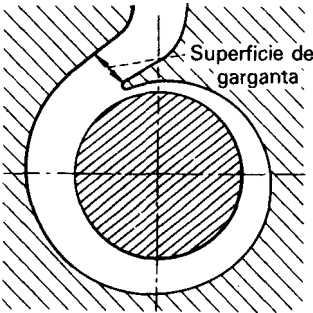


Fig. 28 Garganta de la carcasa

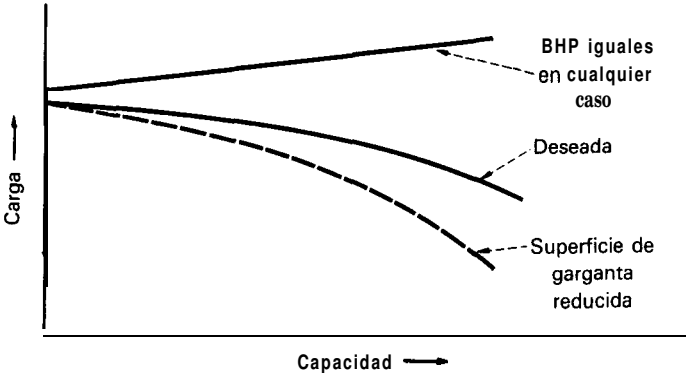


Fig. 28 Efecto de la garganta de carcasa reducida sobre el rendimiento

ft en el punto de máxima eficiencia (BEP); al bajarla 0.020 in la reducción es 25 ft; al bajarla 0.030 in la reducción es de 35 ft, en relación con una carga de diseño de 400 ft (Fig. 25). Las reducciones correspondientes en el punto de corte son 5, 10 y 15 ft.

En forma similar, la capacidad en el BEP se reduce alrededor de 5, 10 y 15 gpm y la eficiencia se reduce 1 a 2% en la gama de 0.010 a 0.030 in.

Cuando se eleva la superficie sobre la línea de referencia, aumenta la carga con BEP y corte pero no con tanta rapidez y produce 2 ft con 0.010 in, 3 ft con 0.020 in y 6 ft con 0.030 in (Fig. 26). La capacidad en el BEP aumentará 5, 10 y 15 gpm y la eficiencia subirá 1 o 2 %.

Si el diseño se hace con la línea de referencia muy baja, aumentará mucho la carga cuando se eleve la superficie de funcionamiento y una reducción menor en la carga cuando se baje la superficie. El aumento grande puede sobrecargar el propulsor, incrementar los empujes radial y axial y ocasionar condiciones desfavorables en el sistema.

La superficie de funcionamiento no está paralela con la línea de centros. Es diferente a la falta de paralelismo entre las superficies de funcionamiento del impulsor y la carcasa. En este caso, ambos están torcidos con relación a la línea de centros de la voluta, pero están paralelos entre sí. El resultado es una superficie de entrada a la voluta de anchura variable (Fig. 27). Cuando existe esta condición puede haber una caída de carga hasta de 60 ft en

toda la curva de rendimiento o una fuerte caída en el rendimiento cuando se arranca la bomba.

La severidad del mal funcionamiento depende del plano en que ocurre la torcedura, en relación con la ubicación de la garganta. Las siguientes son las máximas variaciones circunferenciales en la anchura de la voluta antes de que se perjudique el funcionamiento. Con tolerancias más grandes, la bomba puede tener una gran pérdida de carga.

Diámetro de diseño de impulsor, in	Torcedura máxima, in
6	0.020
8	0.040
10	0.060
13	0.080

Superficie de la garganta. Las bombas de baja velocidad específica (500 a 800) son muy sensibles al tamaño de la garganta de la carcasa (Fig. 28). Una ligera reducción en esta superficie por un cambio o rotura en el núcleo o una obstrucción estrangulará la capacidad (Fig. 29). La carga de corte será, por lo general, la misma que la de diseño, pero el resto de la curva de rendimiento se reducirá en proporción con el efecto de estrangulación. Si los demás factores son iguales que los de diseño, también lo será el caballaje al freno.

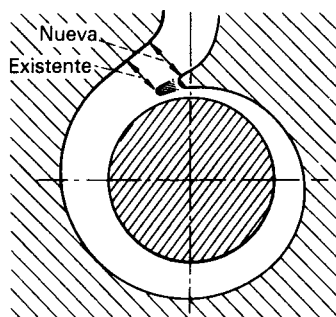


Fig. 30 Garganta agrandada

A veces es necesario agrandar la superficie de garganta en relación con la de diseño para aumentar el flujo (Fig. 30). Pero la boquilla corta, típica de estas bombas, suele impedir una ganancia considerable en la superficie de la garganta. Además, ese aumento a veces ocasiona pérdida de carga por la reducción de la convergencia en la boquilla. Aunque, a veces, es fácil aumentar la superficie de la garganta en el taller del usuario, no se debe cambiar como cosa de cajón por una posible sobrecarga del propulsor.

Se debe utilizar la siguiente ecuación para calcular una nueva superficie de garganta:

$$\text{Gpm nuevos} = (\text{gpm existentes}) \left(\frac{\text{superficie nueva}}{\text{superficie existente}} \right)^{1/2}$$

Los galones nuevos y los existentes son en el BEP.

Las ganancias relativas en carga y eficiencia en el BEP que se pueden lograr con un aumento en la superficie de la garganta son:

Velocidad específica	Cambio en carga, %	Cambio en la eficiencia, %
560	- 1	+ 3 a + 4
750	0	+ 2
850	+ 2	+ 2
1 150	+ 1	+ 2

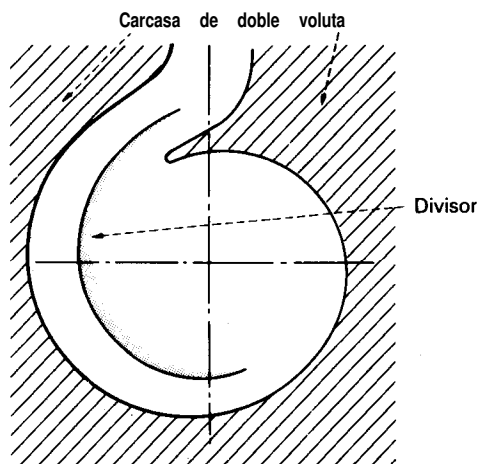


Fig. 31 Carcasa de doble voluta con divisor

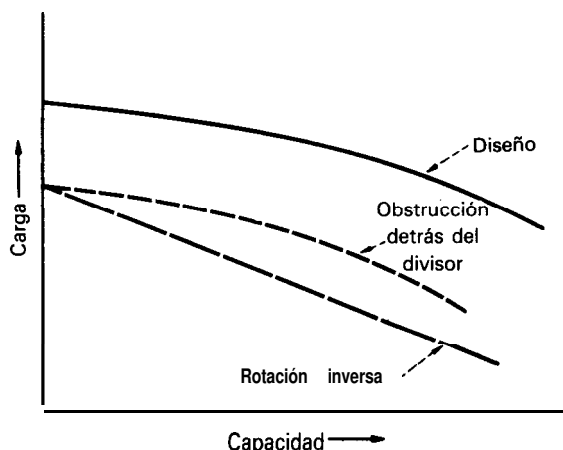


Fig. 32 Efecto de la obstrucción detrás de un divisor

Obstrucción del divisor (carcasa de doble voluta). Hay que comprobar que no haya obstrucciones detrás del divisor en bombas con carcasa de doble voluta (Fig. 31). Si las hay, la carga resultante, incluso la de corte suele ser la mitad del valor de diseño. A primera vista, el rendimiento se asemeja al de una bomba que funciona con rotación inversa, pero un examen detenido mostrará que el rendimiento reducido no es la característica rectilínea de la rotación inversa, sino una línea paralela con el rendimiento de diseño (Fig. 32).

El rendimiento también se reducirá si la zona detrás del divisor es menor que la de diseño en toda su longitud, debido a moldes o núcleos incorrectos para el vaciado. Una reducción de 5% en esta zona producirá una disminución de 20 a 30 pies en la carga en toda la curva de funcionamiento de un impulsor de 10 in.

Concentricidad de la voluta y el eje. Cuando las cavidades y superficies de ajuste alineadas de la carcasa se maquinan excéntricas con el centro de la voluta, entonces el centro del impulsor quedará excéntrico en ella (Fig. 33). Cuando el impulsor está alejado de la garganta, estrangulará en el lado opuesto de la voluta y reducirá la carga

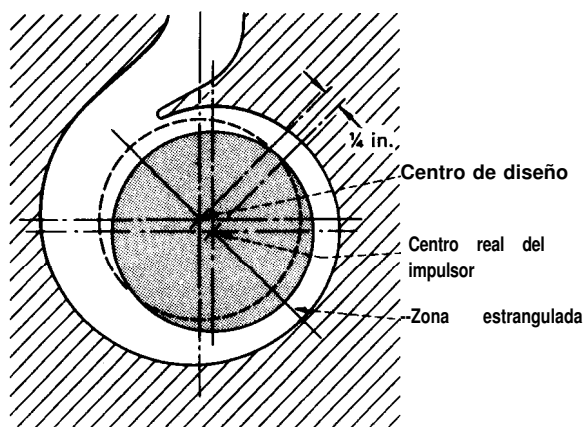


Fig. 33 Cavidades y ajustes excéntricos en la carcasa

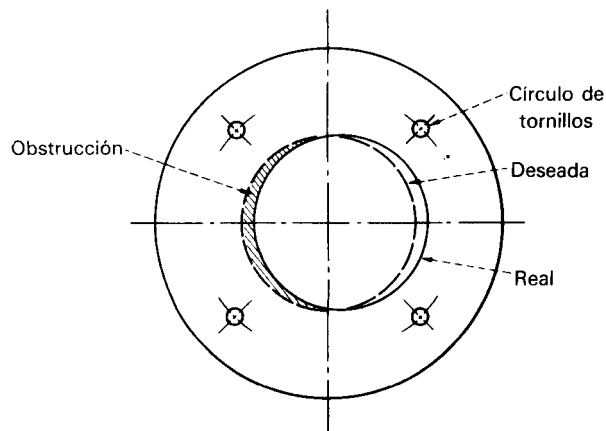


Fig. 34 Círculo para tornillos excéntricos en la brida

y la eficiencia. Con un impulsor de 10 in de diámetro, una excentricidad de 0.25 in reducirá la carga entre 4 y 10 ft y la eficiencia en 3 %

Concentricidad del agujero de descarga. Con una brida de descarga de 1 in, puede haber una reducción en la carga si la brida está excéntrica con el círculo de tornillos. Esto se debe a un desplazamiento del núcleo respecto al contorno externo de la pieza fundida. Cuando se instala la bomba, una parte del agujero de descarga quedará obstruida por la brida correlativa (Fig. 34).

Cuando las velocidades del líquido en la boquilla y el tubo son pequeñas por baja capacidad o baja velocidad (1 750 contra 3 550 rpm) no se notará esta pérdida.

En conclusión, en este artículo se han señalado 21 formas en que las dimensiones que no son de diseño alteran el funcionamiento de la bomba. Es razonable esperar que no todas producirán mal funcionamiento. Las piezas con superficies maquinadas correlativas con otras maquinadas quedan en esta categoría, por ejemplo, el eje, montaje del eje e impulsor, cabezas de soporte y cabeza de soporte de la carcasa y la superficie de funcionamiento. Los lugares que se deben vigilar con más cuidado son los que tienen una superficie de fundición en contacto con una maquinada, como la anchura del impulsor y de la voluta y concentricidad de la voluta y la boquilla. Por lo general, se suelen examinar como parte del control de calidad del fabricante de la bomba antes de embarcar la bomba al usuario. Los resultados de la investigación señalan la necesidad de establecer tolerancias de fabricación y controles de calidad a fin de obtener un rendimiento hidráulico congruente con el diseño.

El autor



Fred **Buse** es ingeniero jefe de la Standard Pump Aldrich Div., de Ingersoll-Rand Co. Posee siete patentes sobre bombas centrífugas y reciprocantes. Fue nombrado Hombre del Año de 1976 del Hydraulic Institute, es miembro de dicho Instituto, de ANSI B. 73 para bombas centrífugas, Grupo de Trabajo de Bombas Reciprocantes del API y del comité de códigos para pruebas de ASME e Hydraulic Institute. Es Ingeniero Naval titulado en el New York State Maritime College y ha cooperado en manuales de bombas y ha dado conferencias a nombre de la ASME.

Sistemas de derivación para bombas centrífugas

Para evitar el sobrecalentamiento y la consecuente pegadura de las bombas centrífugas es muy importante incluir un sistema confiable de recirculación y derivación en el sistema de bombeo.

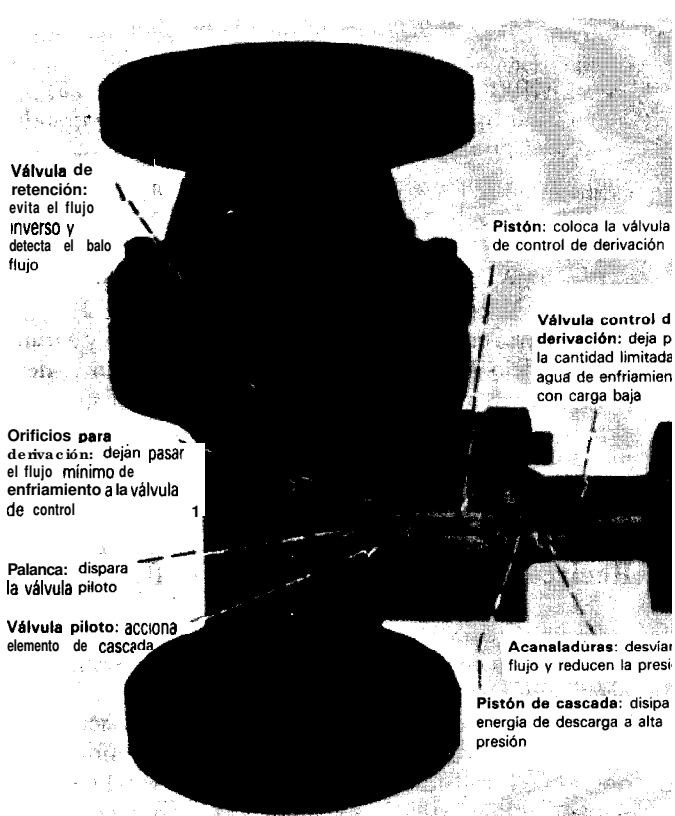
Peter D. Van Blarcom, Yarway Corp.

Las bombas centrífugas dependen, en forma principal, para su enfriamiento del fluido que bombean. El calor generado por sus elementos rotatorios y cojinetes se disipa en la descarga de fluido.

Este aspecto es crítico con bajo caudal (flujo) cuando el alto caballaje del motor eléctrico o la turbina de propulsión se convierte en calor. El sobrecalentamiento de la bomba la puede dañar por la vaporización del fluido que, a su vez, produce pegadura de cojinetes o contacto entre las piezas rotatorias y la carcasa. Para tener funcionamiento seguro con todos los caudales, en especial los de menos del 25% de la capacidad de la bomba, se utiliza un sistema de derivación (*bypass*) o recirculación.

Se deben tener en cuenta todos los factores del sistema de derivación para proteger la bomba en forma positiva con bajo flujo. Estos factores incluyen: capacidad, funcionamiento positivo y confiable, larga duración, funcionamiento silencioso, requisitos de potencia, sencillez del sistema, tiempo para diseño del sistema, capacidad para reducir la presión y costo instalado.

A fin de obtener un sistema de derivación del tamaño correcto, cualquiera que sea el líquido que se bombee, es preferible basarse en la curva específica de la bomba y las recomendaciones del fabricante. Se debe dar, como mínimo, la siguiente información al posible proveedor del sistema de derivación: 1) capacidad máxima de la bomba, 2) cantidad de flujo en la derivación, 3) carga de corte de la bomba, 4) presión en el depósito o sumidero, 5) líquido que se va a bombear y 6) temperatura y densidad del fluido.



Válvula automática de control de recirculación

Se utilizan tres tipos básicos de sistemas de recirculación en la actualidad: recirculación continua, recirculación controlada por el flujo y control automático.

Sistemas de recirculación continua

En un sistema de recirculación continua la bomba y su propulsor son de tamaño mayor al requerido para proveer suficiente líquido y mantener fría la bomba con recirculación continua desde la descarga hasta el tanque o sumidero de succión.

Un orificio fijo en el tubo de recirculación reduce la presión diferencial entre la descarga de la bomba y el tanque. Este orificio es de un tamaño para la recirculación continua de suficiente fluido para mantener fría la bomba. Pero debido a esta recirculación continua, el fluido nunca es parte del valor del producto final. Este sistema es ineficiente y muy costoso, porque:

- La bomba y su propulsor deben ser de mayor tamaño para manejar la cantidad de recirculada incluso con plena carga de la bomba, cuando hay suficiente flujo para evitar el sobrecalentamiento de la bomba.

- Los costos adicionales de potencia para el propulsor son mayores de lo que se cree. Por ejemplo, una bomba en donde la energía cuesta 9 centavos de dólar por kWh que descargue 300 gpm con una carga de 2 500 ft, necesita recirculación de 50 gpm para mantenerla fría. En el supuesto de que el agua esté a 330°F, el costo anual adicional de la energía se calcula como sigue:

$$\text{hp} = \frac{(\text{gpm})(\text{presión de descarga, ft})(\text{densidad relativa})}{3\,960(\text{eficiencia de la bomba})}$$

$$\begin{aligned} &= [(50)(6\,535)(\text{costo de energía})]/[(3\,690)(0.75)] \\ &= 37.5 \text{ hp más de los necesarios para la demanda del proceso (Fig. 1).} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Costo anual} &= [(\text{hp})(6\,535)(0.9)/(\text{eficiencia del propulsor})] \\ &= [(37.5)(6\,535)(0.9)/0.85] = 2\,600 \text{ dólares} \end{aligned}$$

Por tanto, el costo de recircular suficiente líquido para enfriar la bomba sería de 2 600 dólares (Fig. 2). Este costo subiría en forma gradual conforme se gasta y agranda el orificio fijo por la alta velocidad del fluido y, después, aumentaría el caudal que pasa por él. Esto, más el precio original de bombas y propulsores de mayor tamaño, hace que el sistema de recirculación continua tenga un costo prohibitivo, excepto en las bombas muy pequeñas.

Recirculación controlada por el flujo

En un sistema controlado por el flujo (Fig. 3a) sólo hay recirculación cuando el caudal se aproxima al mínimo especificado por el fabricante.

Cuando el orificio en el lado de succión o descarga de la bomba detecta que el flujo se aproxima al mínimo requerido, el transmisor de flujo envía una señal eléctrica para abrir la válvula de solenoide y la válvula de control de recirculación. Ahora se recircula el fluido al tanque en el lado de succión en una cantidad regulada por el ta-

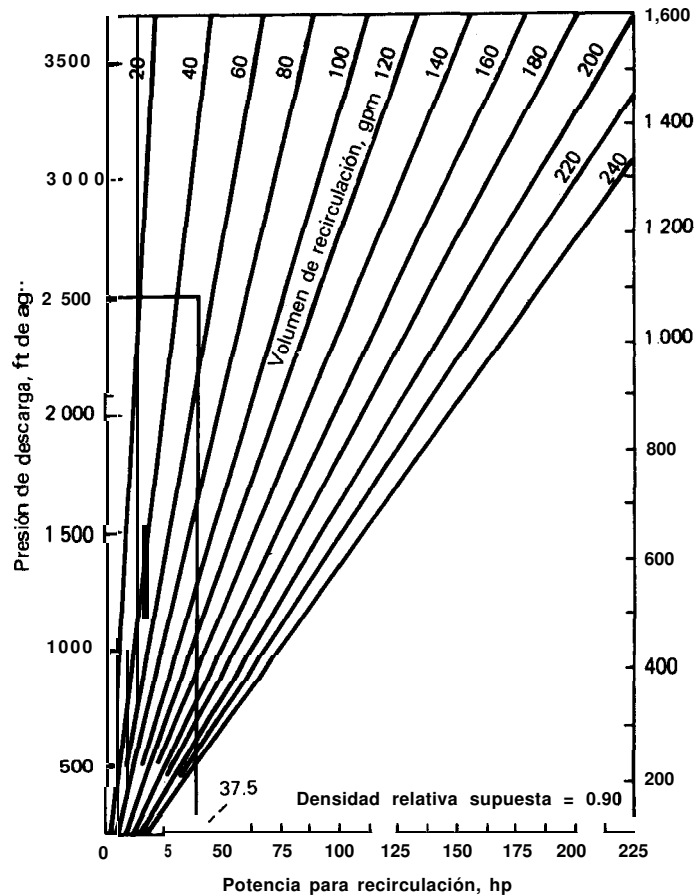


Fig. 1 Caballaje requerido para recirculación en la bomba

maño de la válvula de control de recirculación y la caída de presión en ella. El fluido también puede ir al proceso.

Un orificio múltiple, reductor de presión, que está después de la válvula de control de recirculación disminuye la caída de presión desde la descarga de la bomba hasta el tanque y esta caída puede ser muy grande con altas presiones de descarga. En el momento de abrir y en el de cerrar, la válvula de control de recirculación recibe toda la caída de presión desde la descarga de la bomba hasta el tanque, por lo cual está sometida a intensas turbulencia y erosión.

La válvula de control debe tener cierre hermético contra la plena presión de descarga de la bomba. Cualquier fuga por la válvula se debe restar de la capacidad total de la bomba o el sistema. Si hay fugas grandes, quizá la bomba no pueda abastecer el flujo pleno requerido por el sistema.

Un estudio de los componentes eléctricos indicó que la válvula de control que causa más problemas en este sistema es la de control de recirculación. Las reparaciones, a menudo, se deben a la gran caída de presión y la alta presión en la entrada o de corte. En cualquier sistema de recirculación, la válvula de control debe ser del tipo de falla abierta para asegurar la protección de la bomba en caso de una interrupción en el sistema neumático o eléctrico.

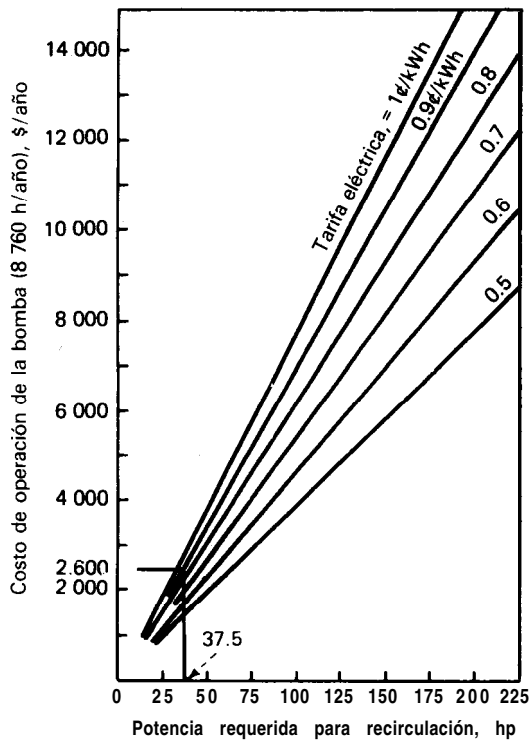


Fig. 2 Costo anual de recirculación continua

Las variantes del sistema controlado por el caudal incluyen un sistema de temperatura diferencial en el cual se emplea el aumento de temperatura en la bomba para abrir y cerrar la válvula de control de recirculación. Se utilizan termopares para medir las temperaturas de succión y descarga, pero ha habido dificultades para establecer la colocación correcta de los termopares.

Cuando se utiliza motor eléctrico en la bomba, es posible controlar el sistema de recirculación con la medición del amperaje del motor, que es función del trabajo y del flujo en la bomba. Pero esos sistemas ya se utilizan muy poco en la actualidad.

Todos los sistemas citados tienen una válvula de retención en el lado de descarga de la bomba para evitar

flujo inverso en la bomba. Los sistemas controlados por caudal y temperatura tienen también sistema eléctrico y neumático para accionar las válvulas de control.

Control automático de recirculación

Se puede utilizar un control automático de recirculación en el cual se combinen las funciones de la válvula de retención de descarga de la bomba y los elementos de corte de recirculación y presión, en una sola unidad que no necesita electricidad ni aire (Fig. 3b).

En este sistema, una válvula de retención de disco elevable bajo carga de resorte. actúa como elemento detector del flujo y abre y cierra una válvula piloto pequeña en respuesta a los cambios en el caudal principal. La válvula piloto dispara la apertura y cierre de la válvula de control de recirculación y ésta corta el paso del líquido en forma hermética. Un elemento de cascada disipa la alta presión del fluido antes de devolverlo al tanque de baja presión. En la página 147 se ilustra la válvula de control de recirculación en corte transversal.

Con flujo principal normal (Fig. 4a) la válvula de retención se levanta de su asiento y flota sobre el líquido que descarga de la bomba. La extensión de la válvula levanta el extremo izquierdo del brazo de palanca y permite que asiente la válvula piloto para evitar flujo por el conducto inferior al sistema de baja presión.

La presión total de descarga de la bomba en la cabeza de la válvula piloto la mantiene bien asentada. Esta presión, que también se aplica en el elemento o pistón de cascada por el espacio anular alrededor del vástago de la válvula piloto, cierra la válvula de cascada y evita el flujo en derivación. El fluido a presión de la bomba también se aplica en el lado opuesto del pistón, pero contra una superficie más pequeña y la válvula de recirculación por cascada permanece cerrada.

Cuando disminuyen los requisitos del proceso y se reduce el caudal del bombeo, la válvula de retención bajo carga de resorte empieza a descender contra su asiento (Fig. 4b) y el brazo de palanca, que pasa por su punto de pivoteo, abre la válvula piloto. En este momento se descarga el fluido a alta presión que hay en la cabeza del

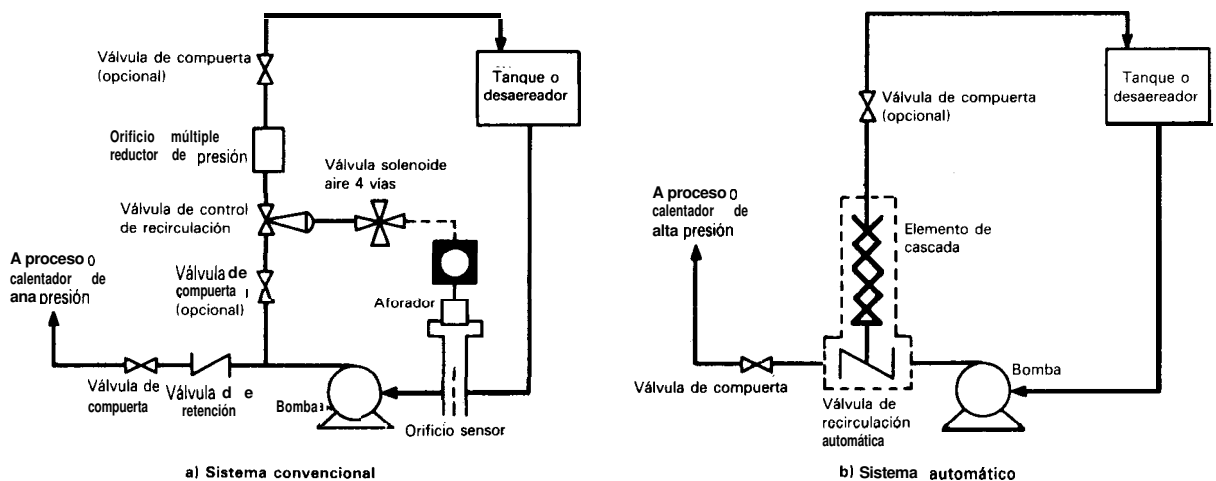


Fig. 3 Sistemas de control de recirculación, a) convencional y b) automático

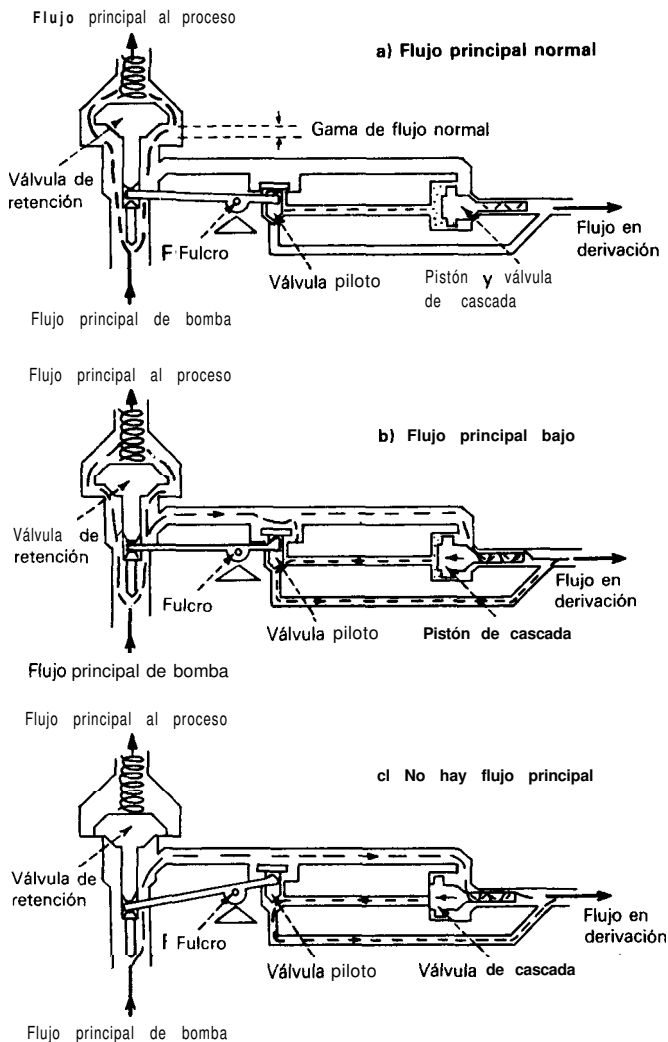


Fig. 4 Funcionamiento de válvula de control de recirculación automática

pistón del elemento de cascada corriente abajo a la parte de derivación a baja presión del sistema. Ahora, el pistón se mueve a la derecha por el desequilibrio en la presión y empieza la recirculación.

El punto en el cual se abre la válvula piloto para que el sistema esté en el modo de derivación se calcula de acuerdo con las características de la bomba. Lo controla el espacio anular entre la parte inferior cónica de la vál-

vula de retención y el cuerpo circundante. El disco de la válvula de retención se convierte, en realidad, en un aforador de superficie variable cuando las cantidades movidas por la bomba son menores al 40% de su capacidad.

Cuando no se requiere flujo en el proceso, la válvula de retención asienta por completo y el pistón y válvula de cascada abren del todo. La recirculación, que ahora es máxima, vuelve al tanque o sumidero de baja presión.

La válvula de retención cerrada impide el flujo inverso en la bomba cuando ésta se encuentra parada. Si se desea, el flujo inverso en el sistema de recirculación se puede emplear para mantener calientes la carcasa y componentes internos de la bomba.

La válvula de cascada controla el flujo en derivación y disipa la energía de alta presión del fluido que se recircula al tanque. La válvula divide el caudal principal en corrientes múltiples.

Las acanaladuras paralelas, fresadas en el elemento de cascada, dirigen el flujo del fluido por una serie de vueltas de 90° cuando pasa en cascada por la válvula. Las acanaladuras constituyen una serie de orificios o "etapas" y cada grupo de ellos absorbe parte de la energía del fluido. El número de etapas se controla con la magnitud de la caída de presión en la válvula. El tamaño o profundidad de las acanaladuras controla la capacidad de circulación.

Como las superficies de asentamiento no están expuestas al fluido a alta velocidad, pueden mantener el cierre hermético del sistema de recirculación por largo tiempo. Y como no se necesita potencia eléctrica o neumática externa, el sistema es de falla sin peligro, por lo cual la recirculación siempre es suficiente para que no se sobrecaliente la bomba. El sistema puede controlar, prácticamente, cualquier caída de presión.

El autor



Peter P. Van Blarcom es Gerente de Ventas de Productos de la Power Div., de Yarway Corp., Blue Bell, PA 19422. Antes de ingresar a Yarway trabajó en la Industrial Div., de Armstrong Cork. Tiene título de ingeniero mecánico de la Duke University, ha publicado numerosos artículos relacionados con válvulas de control e indicadores de nivel de líquido y es miembro de la ASME.

Sección III

Bombas de desplazamiento positivo

Bombas reciprocantes

Bombas dosificadores de diafragma

Selección y aplicación de bombas rotatorias de desplazamiento positivo

Prevención de la cavitación en bombas rotatorias de engranes

Amortiguadores de pulsaciones para bombas reciprocantes

Bombas reciprocantes

Terry L. Henshaw, Unión Pump Co.

Las bombas reciprocantes (alternativas) se utilizan *en* numerosas aplicaciones que exceden la capacidad de las bombas centrífugas o rotatorias. Algunos servicios se podrían efectuar con una centrífuga o rotatoria, pero a expensas de un aumento en los requisitos de **potencia y de mantenimiento**. Debido **a los altos costos de la energía**, la bomba de potencia, con su elevada eficiencia **mecánica**, se utiliza cada vez **más** en muchas aplicaciones.

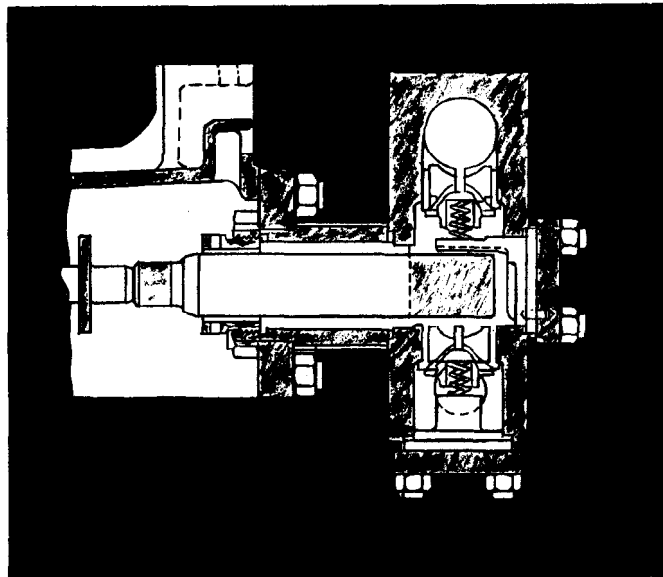
Una bomba reciprocante es de desplazamiento positivo, es decir, recibe un volumen **fijo** de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. En estas bombas se logra por el movimiento alternativo de un pistón, émbolo o diafragma.

La bomba reciprocante no es cinética como la **centrífuga** y no requiere velocidad para producir presión, pues se pueden obtener presiones altas **a** bajas velocidades. Esta es una de las ventajas de la bomba **reciprocante** en particular para manejar pastas aguadas abrasivas y líquidos muy viscosos.

En la bomba de potencia se hace alternar el elemento de bombeo **con** una manivela o un cigüeñal. Esta bomba se mueve con un propulsor con eje rotatorio, como motor eléctrico, de combustión interna o turbina.

La bomba de acción directa se impulsa con un **fluido**-motor por medio de presión diferencial. Como estas bombas, originalmente, eran para impulsarlas con vapor, como la mayor parte de las bombas, se les llamaba bomba de vapor, no porque bombearan vapor, sino porque **éste** las impulsaba.

Desde hace bastantes años se han utilizado otros gases como fluidos-motores. El gas **combustible** que, en otra for-



ma, se enviaría con un regulador de presión para servicio de la planta, a menudo se envía a la bomba de acción directa para que funcione "gratis". El aire comprimido se utiliza con frecuencia para impulsar bombas pequeñas en servicios como pruebas hidrostáticas y dosificación de productos químicos.

Razones para utilizar bombas reciprocantes

La justificación para seleccionar una bomba reciprocante, en vez de una centrífuga o una rotatoria debe ser

el costo; no sólo el costo inicial sino el costo total, incluso los costos de energía y mantenimiento.

Algunas aplicaciones se prestan mejor para bombas reciprocantes. Los servicios típicos incluyen limpieza con agua a alta presión (20 gpm a 10 000 psig), inyección de glicoles (5 gpm a 1 000 psig), carga con amoníaco (40 gpm a 4 000 psig). Otra aplicación en donde es casi obligatoria la bomba reciprocante es para pastas aguadas abrasivas o materiales muy viscosos a más de unas 500 psig. Los ejemplos son desde pasta aguada de carbón hasta mantequilla de cacahuete (maní).

La mejor característica de la bomba de potencia es su alta eficiencia, pues suele ser de 85 a 94 %. La pérdida de 10% incluye todas las que ocurren en las bandas, engranes, cojinetes, empaquetaduras y válvulas.

Otra característica de la bomba reciprocante es que la capacidad está en función de la velocidad y es más o menos independiente de la presión de descarga. Por ello, una bomba de potencia de velocidad constante que mueve 100 gpm a 500 psig podrá manejar cerca de 100 gpm a 3 000 psig.

La bomba de acción directa tiene algunas ventajas más que la bomba de potencia. Se usa para aplicaciones con alta presión y bajo flujo. Las presiones de descarga suelen ser entre 300 y 5 000 psig, pero pueden exceder 10 000 psig. La capacidad es proporcional a la velocidad entre el punto "al freno" y la máxima, sin que importe la presión de ahogo. La velocidad se controla con la estrangulación del fluido-motor. Suelen ser autocebantes, en particular el tipo de bajo volumen del espacio de funcionamiento.

En las bombas de acción directa casi no influyen las condiciones desfavorables, como vapores corrosivos, pues no tienen cubierta de cojinetes, caja de cigüeñal o depósito de aceite, salvo las que necesitan un lubricador. Algunas bombas de acción directa que quedaron cubiertas por una inundación accidental, han seguido funcionando sin efectos dañinos. Estas bombas son silenciosas, de fácil mantenimiento y sus bajas velocidades y construcción fuerte les dan larga duración.

Las bombas de potencia y de acción directa, con conexiones y accesorios especiales para trabajo a baja velocidad se han empleado con buenos resultados para pastas aguadas abrasivas.

La baja eficiencia térmica de las bombas de acción directa suele, a veces, ser una ventaja. Cuando se las ac-

ciona con vapor, se pierde muy poco calor entre la entrada y la descarga. La temperatura en el escape es la misma que se obtiene con estrangulación. En los casos en que se estrangula vapor a alta presión a una presión más baja para calentamiento, por ejemplo, para desaerear agua de alimentación de calderas, el vapor se puede utilizar para mover una bomba de acción directa y el vapor en el escape se utiliza para el calentamiento. En este caso, el lado de potencia (anillos de pistón, válvulas, etc.) funciona sin lubricación para que el vapor de la descarga no contenga aceite.

Aplicaciones

Las aplicaciones típicas de las bombas reciprocantes son:

Carga de glicoles. El etilenglicol o el trietilenglicol se bombea a un absorbedor a unas 1 000 psig para eliminar la humedad del gas natural. El glicol absorbe el agua, se lo estrangula a presión atmosférica y se lo calienta para eliminar el agua. Después, se enfría y se devuelve con la bomba al absorbedor. Para este servicio se utilizan bombas de potencia con motor y reciprocantes de acción directa.

Carga de aminas. La monoetanolamina, otras aminas y los absorbentes patentados eliminan el sulfuro de hidrógeno y el dióxido de carbono del gas natural. Se bombea el absorbente hacia un absorbedor a unas 1 000 psig y produce una acción similar a la de los glicoles. En las plantas grandes para tratamiento de gas se suelen utilizar bombas centrífugas; en las pequeñas, son más adecuadas las bombas de potencia propulsadas por motor eléctrico.

Petróleo pobre. El aceite para absorción se utiliza igual que los glicoles y aminas pero absorbe los hidrocarburos como butano, propano y etano del gas natural.

Inyección de agua salada. Un método que se utiliza mucho para la recuperación secundaria de petróleo y gas en los campos casi agotados, es inundar los yacimientos con agua, por lo general, agua salada en pozos periféricos para obligar a los hidrocarburos a moverse hacia el pozo central. En los campos pequeños se utilizan bombas de potencia.

Eliminación de agua salada. Se suelen utilizar bombas de potencia para bombear el agua salada a un pozo para eliminarla.

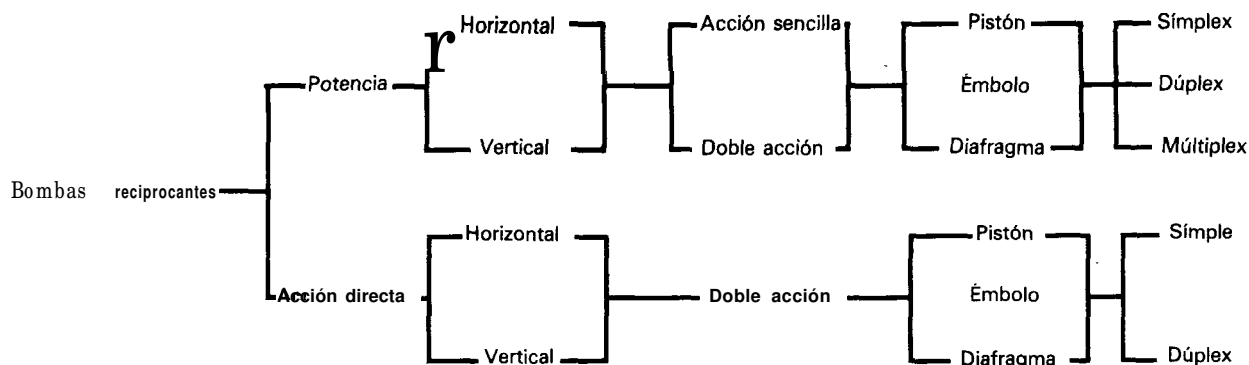


Fig. 1 Clasificación de las bombas reciprocantes

Evitadores de reventones. Los evitadores de reventones, hidráulicos, siempre están listos durante la perforación de pozos de petróleo y gas para cerrar el pozo si se inicia el llamado reventón. La potencia hidráulica se aplica con bombas reciprocantes, con motor eléctrico o neumático. La presión normal de funcionamiento es entre 1 000 y 3 000 psig.

Sistemas de oleoductos y gasoductos. Se utilizan bombas de potencia para inyectar amoníaco o hidrocarburos ligeros en estas tuberías. Se envían diversas pastas aguadas y petróleo crudo en las tuberías con bombas de potencia de pistón y émbolo.

Sistemas hidráulicos. Se utiliza un líquido hidráulico, como aceite soluble y agua en laminadoras de acero y petróleo diáfano (Keroseno) y aceite en las laminadoras de aluminio, para colocar los rodillos de las laminadoras y se emplean cilindros hidráulicos para mover el metal que se lamina. Estos sistemas de cargas con bombas de potencia con motor a una presión entre 1 000 y 5 000 psig.

Producción de fertilizantes. Se utilizan bombas de potencia con prensaestopas especiales para bombear amoníaco a presiones hasta de 5 500 psig. Se utilizan bombas de potencia con extremos para líquido hechos de acero inoxidable y prensaestopas especiales para bombear carbamato de amonio a presiones hasta de 3 500 psig para la producción de urea.

Limpieza. El agua a presiones entre 7 000 y 10 000 psig enviada con bombas de potencia se utiliza para lavar equipos y estructuras.

Tambores deshidratadores. La bomba de acción directa, de mínima holgura es muy adecuada para bombear los

hidrocarburos desde los tambores deshidratadores en las refinerías, debido a su velocidad variable y su baja carga neta positiva de succión *NPSH*.

Pruebas hidrostáticas. Se utilizan bombas de potencia y de acción directa para las pruebas hidrostáticas de equipos y sistemas. La bomba con émbolo de acción directa es muy adecuada para este servicio porque se "ahoga" a determinada presión y sólo bombea si falla la presión.

Pastas aguadas. Se emplean bombas de potencia y de acción directa para manejar pastas aguadas como mantequilla de cacahuete, detergentes, plásticos, carbón y minerales pulverizados en procesos y tuberías. Las presiones pueden llegar hasta unas 10 000 psig y las temperaturas a unos 700°F.

Dosificación. Se utilizan diversas configuraciones de bombas de potencia y de acción directa para dosificar líquidos desde bombas grandes para tuberías con propulsión de velocidad variable y también las hay pequeñas, de volumen controlado para inyectar cantidades precisas de productos químicos en la corriente de proceso.

Homogeneización. La leche y otros productos alimenticios y no alimenticios se homogeneizan para hacerlos uniformes y evitar la separación. Gran parte de la homogeneización se logra al bombear el material con una bomba de potencia de émbolo hasta una alta presión y, luego, con la estrangulación con una o más válvulas especiales.

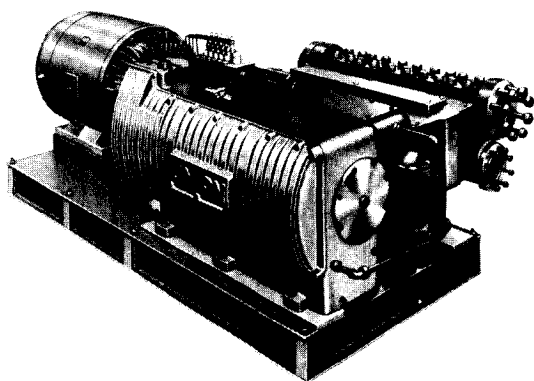
Desventajas de las bombas reciprocantes

Las bombas reciprocantes tienen ciertas desventajas y la más común es el flujo a pulsaciones; por ello, se debe tener cuidado en el diseño del sistema. Más adelante en este artículo aparece información al respecto.

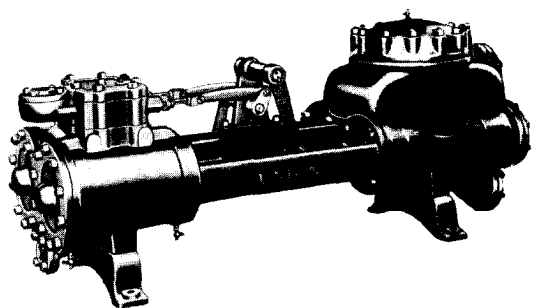
En la mayoría de las aplicaciones los costos inicial y de mantenimiento de las bombas reciprocantes serán mayores que para las centrífugas o las rotatorias. La empaquetadura típica en una bomba de potencia dura menos de tres meses, o sea mucho menos que un sello mecánico en un eje rotatorio.

La bomba de acción directa tiene baja eficiencia térmica cuando se le impulsa con un gas como el vapor de agua. La eficiencia mecánica (fuerza de salida dividida entre la fuerza de entrada) es alta; pero, debido a que no tiene ningún componente, como un volante, para almacenar energía, el gas motor debe permanecer a la plena presión de entrada en el cilindro durante toda la carrera; al final de la carrera se expande el gas hacia el tubo de escape, pero no efectúa ningún trabajo durante la expansión. Por tanto, la energía térmica del gas se pierde por fricción. El consumo aproximado de vapor de estas bombas es de 100 lb/h por cada caballo hidráulico (hhp), es decir, por cada caballo hidráulico producido en el extremo de líquido, se necesitan unas 100 lb/h de vapor. Cuando el fluido-motor es gas natural o aire, el consumo es alrededor de 3 500 ft³ estándar/(h) (hhp).

La mayoría de los problemas con las bombas reciprocantes se pueden evitar con la selección de bombas que trabajen a velocidades conservadoras, con diseño cuidadoso del sistema de bombeo y con métodos de manteni-



Bomba de potencia horizontal, quintuplex



Bomba de pistón de doble acción, dúplex, de acción directa

Fig. 2 Las bombas reciprocantes se pueden accionar con un motor eléctrico o con fluido

miento que conserven la aleación entre el émbolo y el prensaestopas.

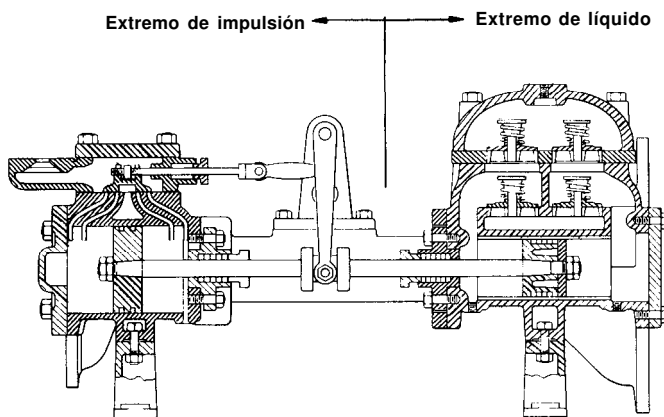
Clasificación de las bombas

Las bombas reciprocantes, por lo general, se clasifican por sus características:

- Extremo de impulsión, es decir, potencia o acción directa.
- Orientación de la línea de centros del elemento de bombeo, es decir, horizontal o vertical.
- Número de carreras de descarga por ciclo de cada biela, es decir, acción sencilla o doble acción.
- Configuración del elemento de bombeo: pistón, émbolo o diafragma.
- Número de varillas o bielas de mando, es decir, simplex, dúplex o múltiplex.

En la figura 1 se presenta la clasificación en forma de gráfica. En la figura 2 se ilustran dos tipos de bombas reciprocantes. En las figuras 3 y 4 aparecen cortes transversales de bombas de potencia y de acción directa, respectivamente.

El tamaño de una bomba de potencia se indica primero con el diámetro del émbolo o pistón y después la longitud de la carrera; en Estados Unidos se da en pulgadas. Por ejemplo una bomba designada 2 x 3 tiene émbolo de 2 in de diámetro y 3 in de carrera. En las bombas de acción directa se emplea el mismo sistema, excepto que el diámetro del pistón de mando va antes que el diámetro del elemento en el extremo del líquido. Por ejemplo,



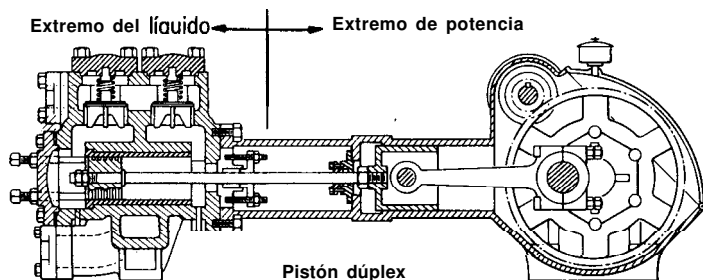
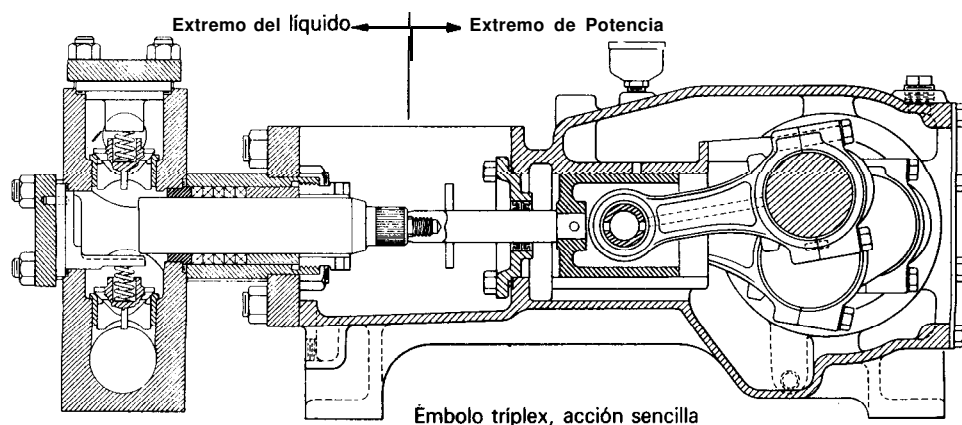
Pistón de doble acción, dúplex

Fig. 4 En las bombas de acción directa se utiliza un fluido motor para impulsar el pistón desde una biela común

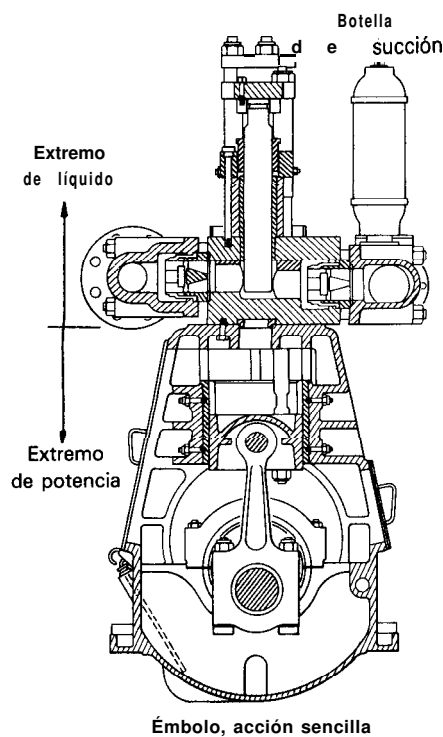
una bomba designada 6 x 4 x 6 tiene pistón de mando o impulsión de 6 in de diámetro, pistón para líquido de 4 in de diámetro y carrera de 6 in.

Componentes del extremo del líquido

Todas las bombas reciprocantes tienen uno o más elementos de bombeo (pistón, émbolo o diafragma) que alternan hacia dentro y afuera de las cámaras de bombeo para producir su acción. Cada cámara incluye, cuando menos, una válvula de succión y una de descarga. Estas



Gaso Pumps, Inc.



Ingersoll-Rand Co.

Fig. 3 Las bombas de potencia tienen motor eléctrico para el propulsor y pueden ser horizontales o verticales

son válvulas de retención que se abren por la presión diferencial del líquido y la mayor parte de ellas están bajo carga de resorte.

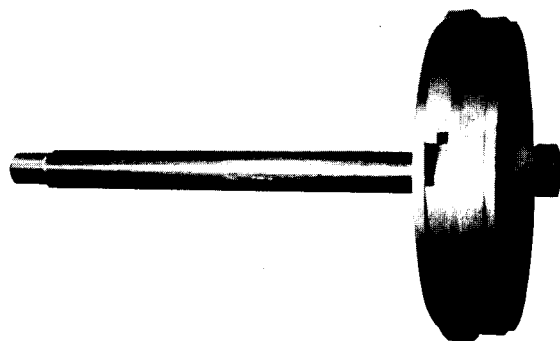
El extremo del líquido es la parte de la bomba en que se efectúa el bombeo. Los componentes comunes en todos ellos son el cilindro para líquido, el elemento de bombeo y las válvulas.

El cilindro para líquido es la pieza que retiene la presión en el extremo para líquido y es la parte más importante de la cámara de bombeo. Suele incluir o soportar a todos los demás componentes del extremo del líquido.

Un pistón (Fig. 5a) es un disco plano, cilíndrico, montado en una biela y suele tener algún tipo de anillos selladores. Un émbolo (Fig. 5b) es una varilla lisa y en su configuración normal sólo puede ser de acción sencilla. Cuando se emplea pistón, los elementos selladores se mueven; cuando se emplea émbolo, son estacionarios. Un pistón debe sellar contra un cilindro o camisa dentro de la bomba. El émbolo sólo debe sellar en el prensaestopas y sólo toca la empaquetadura y, quizá, los bujes (casquillos) del prensaestopas.

La bomba de pistón suele tener una camisa reemplazable que absorbe el desgaste de los anillos del pistón. En las bombas de émbolo no se requiere esa camisa, porque el émbolo sólo toca el prensaestopas.

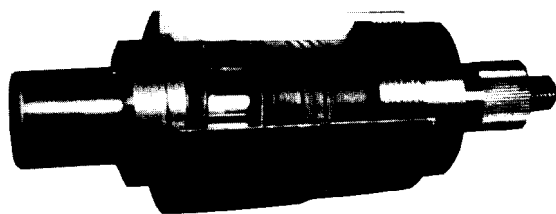
El sellamiento entre la cámara de bombeo y la atmósfera se logra con un prensaestopas (Fig. 5c), que incluye anillos de empaquetadura que se adaptan y sellan contra el DI del prensaestopas y la biela.



a. Pistón

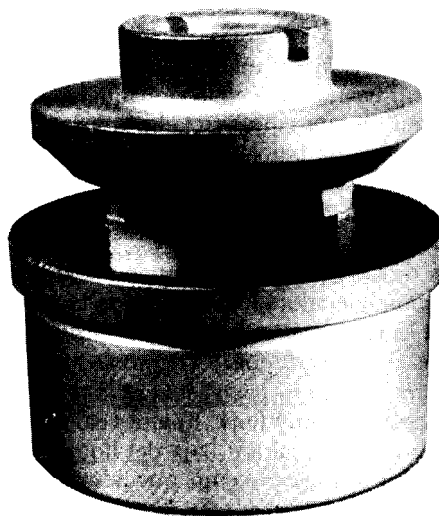


b. Émbolo

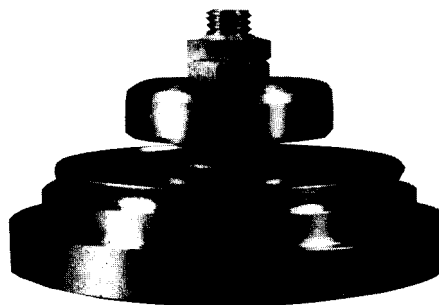


c. Prensaestopas

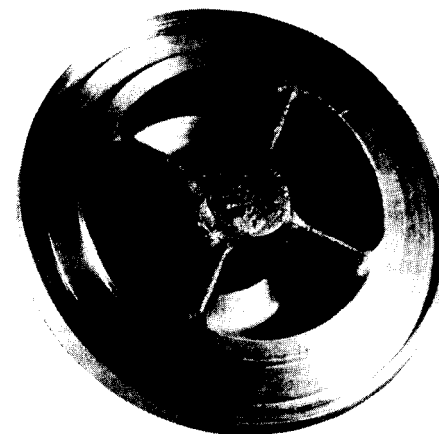
Fig. 5 Componentes para el extremo de líquido de bombas reciprocantes



a. Válvula guiada con aletas y asiento



b. Conjunto de disco y válvula



c. Conjunto de disco y válvula

Fig. 6 Válvulas para bombas reciprocantes

Si hay que inyectar un lubricante, líquido sellador o líquido para lavado en el centro de la empaquetadura, se necesitan un anillo de cierre hidráulico o una jaula de sello. El anillo produce un espacio anular entre los anillos de empaquetadura para que el líquido inyectado circule con libertad hasta la superficie de la biela.

Las válvulas de la bomba recíprocante se abren por la presión diferencial del líquido y son del tipo de retención, de una gran variedad de formas, como de bola, hemisférica, de disco y de asientos cónicos (Fig. 6).

Empaquetaduras para bombas

El principal problema de mantenimiento en casi todas las bombas reciprocantes está en la empaquetadura. Aunque la duración de una empaquetadura normal (estándar) en una bomba de potencia es de unas 2 500 h, en algunas instalaciones con prensaestopas especiales se han logrado más de 18 000 h, con presión de descarga hasta de 4 000 psig.

Una corta duración de la empaquetadura puede ser causa de: 1) empaquetadura incorrecta para la aplicación, 2) lubricación insuficiente, 3) desalineación del émbolo o la biela con el prensaestopas, 4) émbolo, biela, cavidad o bujes del prensaestopas gastados, 5) empaquetadura muy apretada o muy floja, 6) alta velocidad o alta presión, 7) temperatura alta o baja del líquido, 8) fricción excesiva, por demasiadas empaquetaduras, 9) la empaquetadura funciona en seco porque la cámara de bombeo está llena de gas, 10) condiciones de choque por gas arrastrado o cavitación, resorte de válvula roto o deficiente o problemas con el sistema, 11) sólidos en el líquido bombeado, cuerpos extraños o lubricante, 12) instalación o asentamiento inicial incorrecto de la empaquetadura, 13) formación de hielo por líquidos volátiles que refrigeran y forman cristales de hielo al escapar a la atmósfera o por bombear líquidos a temperaturas menores de 32%.

Las condiciones anteriores de corta duración de la empaquetadura pueden indicar problemas en otro lugar en la bomba o en el sistema.

Para obtener un bajo volumen de fugas o escurrimiento, la holgura entre el émbolo o la biela y la empaquetadura debe ser nula. Esto requiere que los anillos selladores sean blandos y flexibles. Como la empaquetadura es flexible, se puede escurrir en los espacios libres del prensaestopas, en especial entre el émbolo y el buje del impulsor. Si el buje no produce una barrera eficaz, se extruirá la empaquetadura y aumentarán las fugas.

Un juego de anillos de empaquetadura cuadrados o en V sufrirá una gradiente de presión durante el funcionamiento (Fig. 7). El último anillo de la empaquetadura contiguo al buje del prensaestopas es el que tendrá la máxima carga axial, lo cual producirá mayor deformación, sellamiento más hermético y, por ello, la máxima caída de presión. Por tanto, la abertura entre el émbolo y el buje debe ser lo bastante pequeña para evitar la extrusión de la empaquetadura. La mayor parte de las fallas de empaquetaduras se originan en este punto crítico del sellamiento.

Debido a que el último anillo de la empaquetadura es el más crítico efectúa la mayor parte del sellamiento y genera mucha fricción, requiere más lubricación que los otros. En las empaquetaduras no lubricadas (Fig. 7) este anillo necesita la superficie del émbolo para arrastrar parte del líquido bombeado de retorno para tener enfriamiento y lubricación. Para maximizar la duración de la empaquetadura, la altura total de la pila de anillos no debe ser mayor que la longitud de la carrera de la bomba. La corta duración de la empaquetadura se ha debido al funcionamiento sin lubricación de prensaestopas equipados con anillos de cierre hidráulico, en especial en bom-

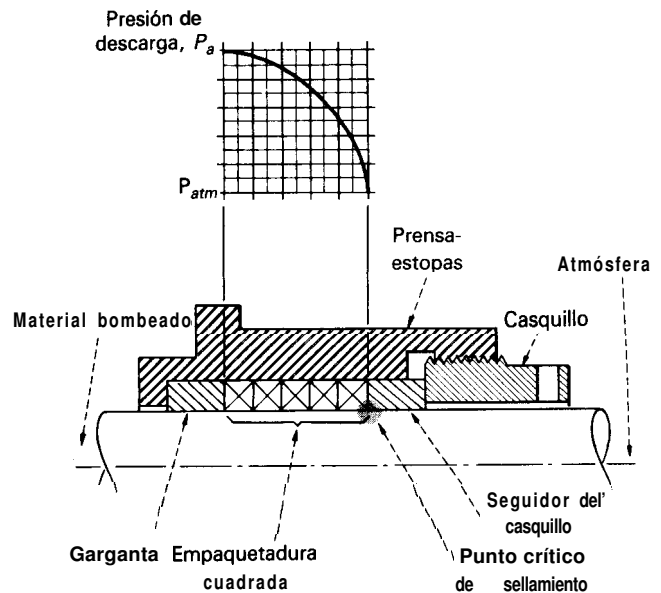


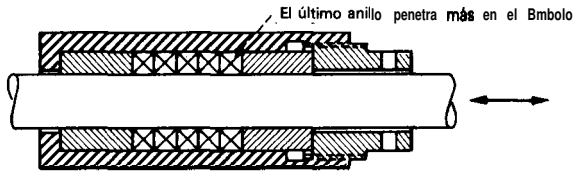
Fig. 7 Gradiente de presión a través de la empaquetadura

bas con carrera corta de unas 2 in. El anillo de cierre en el centro de la empaquetadura, a veces, hace que la altura de ella sea mayor que la longitud de la carrera.

Como el último anillo de la empaquetadura necesita más lubricación que los otros, si se lubrica desde el lado atmosférico es más eficaz que la inyección de aceite a un anillo de cierre colocado en el centro de la empaquetadura. Se debe tener cuidado de que el lubricante llegue a la superficie del émbolo y lo bastante cerca del último anillo, de modo que la carrera del émbolo arrastre al lubricante debajo del anillo. Si el lubricante gotea hacia el émbolo en el frente de la empaquetadura, quizá la carrera del émbolo no sea suficiente para llevar el lubricante debajo del último anillo.

Debido a que el último anillo de la empaquetadura es el que más se deforma, es el que mejor se adapta a las irregularidades en la cavidad del prensaestopas. Por tanto, cuando se aprieta la empaquetadura, la mayor parte de la fuerza se absorbe en el último anillo con lo cual sella con más fuerza contra el prensaestopas y el vástago. Muy poca fuerza de la empaquetadura se transmite a los anillos internos.

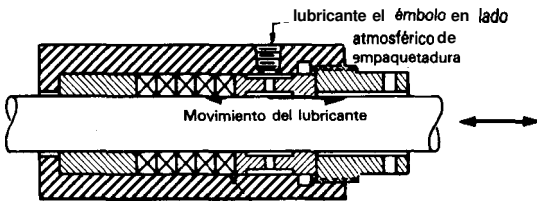
Por tanto, el anillo inferior de la empaquetadura se debe asentar con firmeza durante la instalación, con una varilla de punta plana o una pila de bujes de prensaestopas. Una vez armado el prensaestopas e instalado el émbolo, pero antes de llenar el extremo para líquido, es aconsejable apretar ligeramente la empaquetadura con la llave especial. Si se deja que las empaquetaduras asienten con la carga aplicada, la mayor parte de ellas fluirán y se adaptarán al prensaestopas y al émbolo. Se encontrará que después de unos 10 minutos se puede volver a apretar la empaquetadura. Esto se debe repetir dos o tres veces o hasta que ya no se pueda apretar más el anillo. Después, hay que aflojar por completo la empaquetadura y dejar que se ensanche durante 10 ó 15



Buen diseño.

Para agua fría y líquidos de lubricidad comparable. Le longitud total de empaquetadura debe ser menor que le cerra total del Bmbolo para mojar bien el último de le empaquetadura con el líquido bombeado.

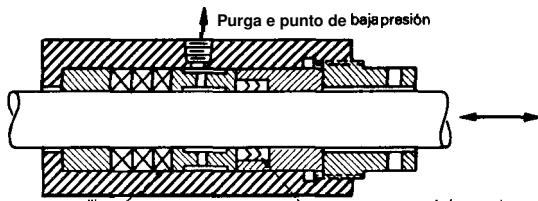
a. Prensaestopos estándar sin lubricación



Buen diseño.

Pone lubricante bajo el último anillo, donde más se necesita. Permite usar lubricación a baja presión y por goteo. Escapa muy poco lubricante el líquido. Puede ser cuadrado, en V o no ajustable.

c. Prensaestopos lubricado opcional



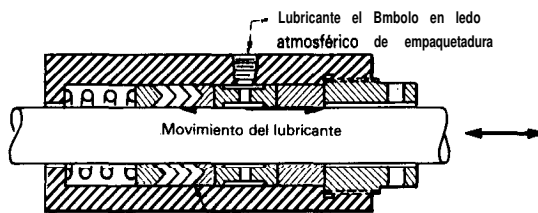
Un solo anillo, mucha carga. Se descarga mecánicamente. La única carga es la baja presión.

Menores fricción y temperaturas que unidad de figura Bd.

Más duración de empaquetadura y émbolos.

No se puede ajustar empaquetadura secundaria para compensar desgaste

e. Estopero modificado para permitir purga



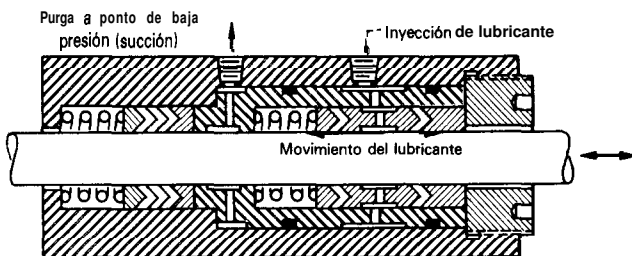
Buen diseño, larga duración, fugas mínimas.

Pone lubricante bajo el último anillo, donde más se necesita.

Permite usar lubricación a baja presión y por goteo.

Ajuste automático.

g. Empaquetadura con anillos V con resorte, lubricada

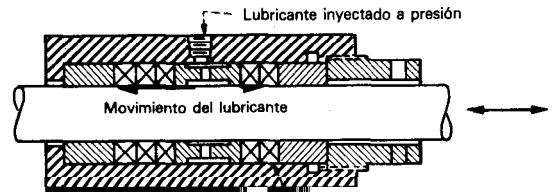


Óptimo diseño para casi todos los servicios críticos de alta presión.

Combine lo mejor de estopero doble y empaquetadura con resorte.

Fugas mínimas, larga duración, ajuste automático.

i. Empaquetadura en tandem con purga y lubricación

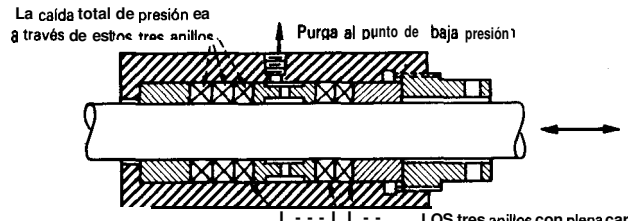


Buen diseño.

Le mayor parte del lubricante se ve hacia el líquido.

Puede ser cuadrado, en V o no ajustable.

b. Prensaestopos estándar lubricado



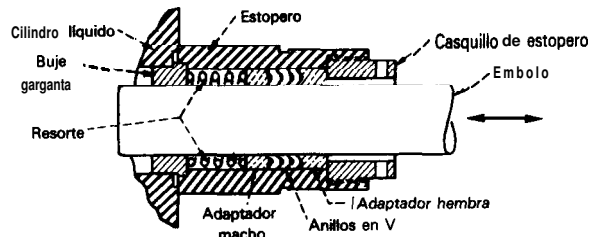
LOS tres anillos con plena carga mecánica; aprieten mucho en el Bmbolo.

Alta fricción produce calor excesivo.

Corta duración de empaquetadura y émbolos.

Aplicación incorrecta del estopero estándar.

d. Estopero estándar para purgar líquido bombeado

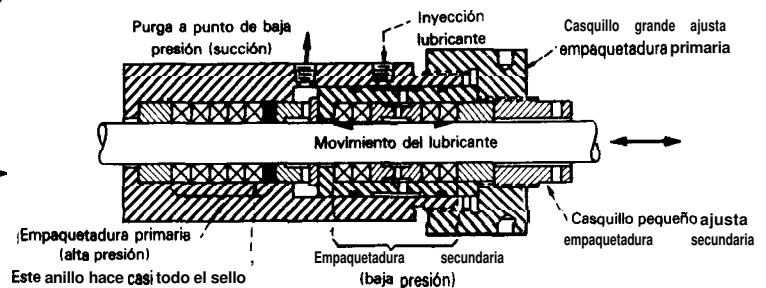


Fugas mínimas

Limitado e servicio intermitentes

Ajuste automático

f. Empaquetadura con anillos en V con resorte, no lubricada



El más usual para alta presión crítica.

Permite ajuste independiente de empaquetadura primaria y secundaria. El ajuste requiere un operario experto.

Empaquetadura secundaria completa.

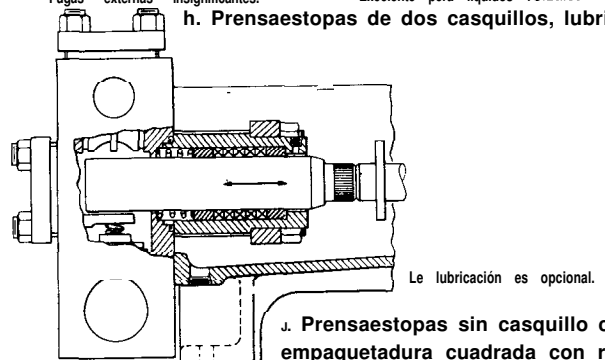
Lubricación positiva de empaquetadura.

Fugas externas insignificantes.

Larga duración de empaquetadura y Bmbolo.

Excelente para líquidos volátiles.

h. Prensaestopos de dos casquillos, lubricado



Le lubricación es opcional.

j. Prensaestopos sin casquillo con empaquetadura cuadrada con resorte

Fig. 8 Diseños de prensaestopos de bombas reciprocantes para líquidos de proceso de muchas características

minutos y volver a apretarla con los dedos, sin utilizar una llave. Ya se pueden abrir las válvulas de corte y dejar entrar el líquido a la bomba.

Si se remoja la empaquetadura en aceite antes de instalarla, se tendrá mejor asentamiento inicial y mayor duración.

Durante las primeras horas de funcionamiento de la bomba después de cambiar la empaquetadura, hay que vigilar la temperatura del prensaestopas. Es normal que algunos funcionen más calientes que otros, hasta 50°F más que la temperatura de bombeo. Sólo si se excede la temperatura máxima especificada para la empaquetadura, habrá que tomar medidas para reducir la temperatura de la caja.

El mejor lubricante en la mayor parte de las instalaciones que tienen lubricadores para el prensaestopas es el aceite para cilindros de vapor, que está compuesto con sebo lo cual le da adherencia en la superficie del émbolo y es ideal para proveer una cuña de lubricante entre el émbolo y la empaquetadura.

El concepto de que las altas presiones de descarga requieren más anillos de empaquetadura y que cuando mayor sea el número de ellos más durarán, quizá haya sido válido en máquinas de carrera larga y baja velocidad, pero no es aplicable en algunas bombas de potencia. Salvo que tengan abundante lubricación, un mayor número de anillos produce calor adicional por fricción y arrastra el lubricante de la superficie del émbolo, con

lo cual algunos anillos no tienen lubricante. En muchas bombas para inyección de agua salada que trabajaban a presiones mayores de 4 000 psig, Chesney¹ informó que la duración de la empaquetadura era de sólo dos semanas cuando se instalaban 12 anillos en cada prensaestopas. Con tres anillos en cada prensaestopas, la duración aproximada fue de seis meses.

Prensaestopas

En la figura 8 se ilustran los diseños de prensaestopas, incluso los tipos estándar sin lubricación y algunos sistemas de lubricación y purga para minimizar las fugas y prolongar la duración de la empaquetadura.

Un importante adelanto han sido las empaquetaduras bajo carga de resorte. Aunque este sistema se ha conocido desde hace más de veinte años y un fabricante ya lo utilizaba desde entonces, ahora ha logrado mayor interés.

La carga de resorte se aplica casi exclusivamente en los sellos y empaquetaduras en "V" (cheurones) pero también funciona con anillos cuadrados. El resorte siempre debe estar en el lado de presión de la empaquetadura y se pueden utilizar diversos tipos, como una sola espiral grande, espirales múltiples, arandelas onduladas, muelles Belleville y una arandela gruesa de caucho. La carga necesaria en el resorte es pequeña en comparación con la fuerza que aplica el líquido en la empaquetadura. La función principal del resorte es aplicar una pequeña precarga para ayudar a asentar la empaquetadura y mantener a todos los bujes y anillos en su lugar durante el funcionamiento.

Las empaquetaduras con carga de resorte tienen muchas ventajas, por ejemplo:

- No requieren ajuste del casquillo; sólo hay que apretarlo hasta que llegue a fondo y fijarlo. Esto elimina una de las mayores variables en la duración de la empaquetadura, o sea la pericia del operario.

- Permiten la dilatación. Si se dilata la empaquetadura por el calor friccional durante el asentamiento inicial, el resorte permite la dilatación.

- Compensan el desgaste. Cuando se desgasta la empaquetadura, ocurre ajuste automático dentro del prensaestopas. Se elimina el problema de transmitir la fuerza a través del anillo superior de la empaquetadura durante el ajuste.

- Producen una cavidad. La cavidad en el resorte es un espacio anular para la inyección de líquido limpio cuando se trabaja con pastas aguadas.

- Si el diseño de la bomba lo permite, se puede eliminar el casquillo. El prensaestopas, si es un componente separado, se puede desarmar y armar en el banco de trabajo (Fig. 8j).

Las ventajas de la empaquetadura bajo carga de resorte se relacionan con la cavidad producida por el resorte o muelle. Dado que esta cavidad tiene comunicación directa con la cámara de bombeo, el volumen de despejo adicional puede reducir la eficiencia volumétrica si el material bombeado tiene suficiente compresibilidad. En esta cavidad también se acumulan los vapores. Si el diseño de

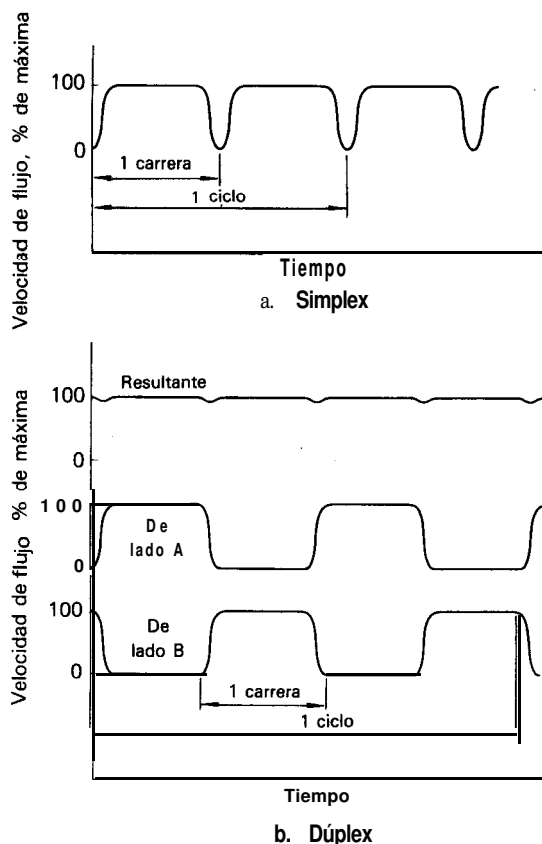


Fig. 9 Velocidades de flujo en bombas reciprocantes de acción directa de doble acción

la bomba no incluye respiración en esa zona puede ocurrir reducción en la eficiencia volumétrica.

La empaquetadura bajo carga de resorte es el equivalente, en las bombas reciprocantes, de los sellos mecánicos para ejes o árboles rotarios. Tienen pocas fugas, larga duración y se eliminan los ajustes. Los juegos de empaquetadura se pueden colocar en "tándem" con soporte independiente para tener reducción escalonada de la presión o para atrapar las fugas de la empaquetadura primaria que no pueden escapar a la atmósfera.

Material del émbolo

El émbolo, después de la empaquetadura, es el componente que necesita reemplazo más frecuente. La alta velocidad del émbolo y la carga de fricción de la empaquetadura desgastan la superficie. A veces, se endurecen los émbolos para darles más duración; un método muy común es aplicarles un revestimiento duro de cromo, diversas cerámicas, y aleaciones a base de níquel o de cobalto. Las características deseadas en el revestimiento son dureza, tersura, gran resistencia del ligado, resistencia a la corrosión y bajo costo, pero ningún revestimiento las incluye todas.

Los revestimientos cerámicos son más duros que los metales, pero son quebradizos, porosos y a veces tienen baja resistencia de ligado y su porosidad reduce la duración de la empaquetadura. La adición de partículas duras como carburo de tungsteno en las aleaciones de níquel o cobalto que son menos duras, aumenta la duración del émbolo a expensas de menor duración de la empaquetadura.

Componentes del extremo de potencia

El extremo de potencia de la bomba es donde está instalado el propulsor (Fig. 3). Su función es convertir el movimiento rotatorio de la máquina motriz en movimiento alternativo en el extremo para líquido. El componente principal del extremo de potencia es el bastidor que soporta todas las demás piezas motrices y, por lo general, el extremo de líquido. El segundo componente principal en el extremo de potencia es el cigüeñal o a veces un árbol de levas. La función del cigüeñal en la bomba de potencia es la misma que en un motor de combustión, excepto que la aplicación de energía es en sentido opuesto.

Los cojinetes principales soportan el eje o árbol en el bastidor de potencia. La biela se impulsa con un codo o muñón del cigüeñal en un extremo e impulsa una cruceta en el otro. La cruceta sólo tiene movimiento alternativo y el cigüeñal sólo movimiento rotatorio y los conecta la biela.

Aunque la cruceta es similar en construcción y movimiento a un pistón en un motor de combustión interna está montada en una biela corta o bieleta y el segundo extremo de ella está conectado en la biela del émbolo o del pistón.

La función del extremo de potencia en la bomba de acción directa es convertir la presión diferencial del fluido-motor en movimiento alternativo en el extremo

del líquido. El extremo de potencia es de construcción similar al del líquido e incluye un pistón de doble acción y válvulas. La diferencia principal es que el accionamiento de las válvulas es mecánico mediante un sistema de control que detecta la ubicación del pistón para hacer que la válvula invierta el flujo del fluido-motor cuando el pistón llega al final de su carrera.

El componente principal en el extremo de potencia es el cilindro de impulsión o potencia, que forma la mayor parte del límite para la presión y soporta a las otras piezas. Al contrario que en el extremo de potencia, este cilindro no soporta el extremo del líquido.

Características del flujo

Cuando el elemento de bombeo se retrae de la cámara de bombeo, el líquido que hay dentro de ella se expande y se reduce la presión. Como la mayor parte de los líquidos no son comprensibles, se requiere muy poco movimiento del elemento para disminuir la presión. Cuando la presión disminuye lo suficiente a menos de la presión de succión, entonces la presión diferencial (o sea la presión de succión menos la presión en la cámara) empuja la válvula de succión y la abre. Esto ocurre cuando el elemento se mueve con lentitud, por lo cual la válvula abre en forma gradual y suave según aumenta la velocidad del elemento. Después, el líquido circula por la válvula y sigue al elemento en su carrera de succión. Cuando el elemento desacelera cerca del final de su carrera, la válvula de succión vuelve a su asiento en forma gradual y cuando se detiene el elemento, se cierra la válvula.

Después, el elemento invierte su movimiento y empuja su carrera de descarga. Se comprime el líquido atrapado en la cámara de bombeo hasta que la presión en la cámara excede la presión de descarga en una cantidad suficiente para empezar a separar la válvula de descarga en su asiento; la acción de esta válvula es la misma que la de succión.

La velocidad de flujo de una bomba símplex de doble acción, de acción directa, se ilustra en la figura 9a. La velocidad del líquido que entra y sale de la bomba cae a cero, dos veces por ciclo de bombeo. La bomba acelera con rapidez hasta su velocidad máxima, la mantiene y desacelera cerca del final de la carrera.

La velocidad de flujo en la bomba dúplex de doble acción, de acción directa, es casi constante (Fig. 9b). Un lado se pone en marcha antes de que se detenga el otro y el traslapo que se produce, con las válvulas bien ajustadas, produce un flujo suave en los tubos de succión y descarga.

En la bomba símplex de acción directa, se ajusta la válvula deslizable en el extremo de potencia para cambiar la longitud de la carrera. Si la válvula se desplaza antes de tiempo se reduce la longitud de la carrera; a menudo, la inversión de la carrera es tan rápida que ocurre un choque hidráulico.

Esto no ocurre en una bomba dúplex. Cada pistón de impulsión controla la válvula del otro pistón. Esto reduce el movimiento muerto en el mecanismo de válvulas

y hace que el segundo lado empiece a funcionar más pronto, pero no altera la longitud de carrera en ninguno de los lados. La longitud de carrera en la bomba dúplex se determina por la cantidad de amortiguación en cada extremo de cada cilindro. En las bombas grandes, a veces se instalan válvulas amortiguadoras para regular la longitud de la carrera y ésta no es ajustable.

En una bomba de potencia, la velocidad del elemento (pistón, émbolo o diafragma) varía más o menos de acuerdo con el seno del ángulo del muñón o codo del cigüeñal. Sería una función senoidal perfecta si la longitud de la biela fuera infinita. Dado que la velocidad del líquido en la tubería es proporcional a la velocidad del émbolo se puede trazar como porcentaje del promedio (Fig. 10).

En la bomba dúplex de acción sencilla, los codos del cigüeñal están desplazados 180° , por lo cual no hay traslapo de las carreras de succión o descarga. Esto produce el perfil ilustrado y la velocidad varía entre cero y 160 % de la velocidad promedio, dos veces por revolución.

Cuando se agrega un solo elemento de bombeo ocurre una reducción importante en la velocidad. La bomba de potencia tríplex tiene los codos de cigüeñal desplazados 120° y el traslapo de 60° hace que dos elementos descarguen o succionen líquido en forma simultánea la mitad del tiempo. Por ello, el perfil resultante de velocidad es la suma de las tres ondas senoidales traslapadas, pero deformadas. La variación en eficiencia es sólo 25% de la promedio, la velocidad máxima es 82% de la velocidad promedio y la máxima es de 107 %. Para una capacidad promedio de 100 gpm los tubos de succión y descarga tendrían capacidades mínimas de 82 gpm y máximas de 107 gpm.

Una bomba tríplex produce seis impulsos por revolución, debido a las jorobas que ocurren durante el trasla-

po de dos elementos de bombeo. Las bombas cuádruplex rara vez se fabrican porque el perfil resultante de velocidad, con sus codos desplazados 90° , tiene mayor variación que en la tríplex.

La bomba quíntuplex tiene los codos del cigüeñal desplazados 72° con lo cual hay dos o tres elementos traslapados en todo momento. La velocidad sólo varía un 7 % (5 % por abajo y 2 % por arriba de la velocidad promedio). Igual que en las tríplex, el número de impulsos por revolución es el doble del número de elementos de bombeo. Las bombas de potencia se construyen también con siete y nueve elementos de bombeo y sus variaciones de velocidad son de 4 % y 2 %.

En resumen, las variaciones en la velocidad de las bombas de potencia son:

No. de elementos de bombeo de acción sencilla	Tipo de bomba	Variación en la variación, %
2	Dúplex	160
3	Tríplex	25
5	Quíntuplex	7
7	Séptuplex	4
9	Nónuplex	2

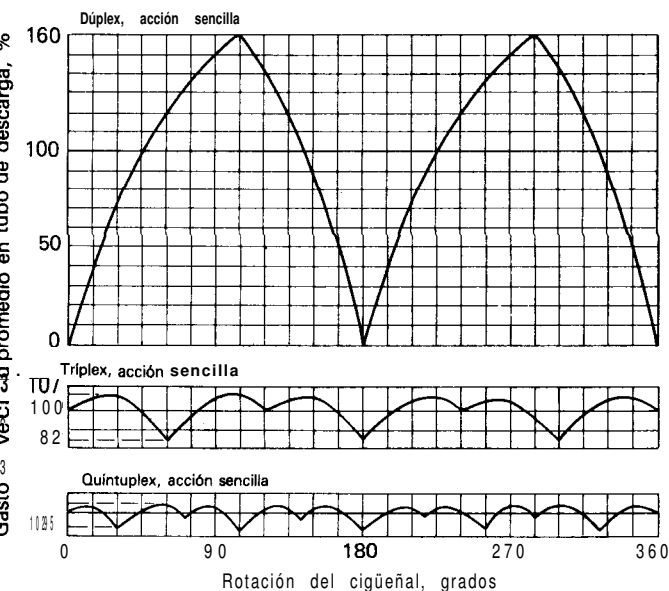
Al comparar estas cifras, se podría creer que la bomba tríplex produciría variaciones en la presión de alrededor de 1/6 parte de la dúplex y la quíntuplex alrededor de 1/3 parte de las de la tríplex. En realidad, si el flujo fuera totalmente turbulento y la fricción el único factor que influyera en la presión, entonces las relaciones de variación de presión serían el cuadrado de estas fracciones en funcionamiento a baja velocidad. Esto no ocurre con velocidades moderadas porque interviene la carga de aceleración.

Carga de aceleración

Debido a que la circulación en los tubos de succión y descarga no es constante, tiene que acelerar y desacelerar cierto número de veces por cada revolución del cigüeñal. Dado que el líquido tiene masa y, por tanto, inercia se requiere para producir la aceleración y retorna al sistema al ocurrir la desaceleración. Sin embargo, se debe proveer suficiente exceso de presión para acelerar el líquido en el lado de succión de la bomba y evitar la cavitación en el tubo de succión, en la cámara de bombeo o en ambos.

La aceleración se puede entender con más claridad si se cambian las escalas en las curvas de flujo (Fig. 10). Si se modifica la abscisa de "grados de rotación del cigüeñal" a "tiempo" (para lo cual se divide entre 360 y revoluciones por minuto) y se cambia la ordenada a "velocidad en el tubo", en vez de velocidad relativa al multiplicarla por la velocidad promedio, se tiene un trazo de velocidad contra el tiempo en los tubos de succión o de descarga.

Para determinar la aceleración se mide la pendiente de las curvas de velocidad. Por ejemplo, la aceleración máxima en la bomba dúplex ocurre dos veces por revolución o sea a 0° y 180° de la rotación del cigüeñal. La



Estas curvas son aproximadas y representan bombas con biela de longitud igual a cinco veces el muñón del cigüeñal

Fig. 10 Curvas de flujo para bombas de potencia reciprocantes

bomba triplex produce máxima aceleración a los 60°, 180° y 300° de rotación.

Se podría calcular la masa del líquido en el tubo de succión, su aceleración y la fuerza requerida y convertirlas a presión o energía por masa unitaria. Por fortuna, ya se ha hecho en las normas del Hydraulic Institute², en las cuales se obtiene:

$$h_a = LVNC/kg \quad (1)$$

en donde h_a = carga de aceleración, ft de líquido que se bombea; L = longitud real (no equivalente) del tubo de succión, ft; V = velocidad del líquido en el tubo de succión, ft/s; N = velocidad de rotación del cigüeñal, rpm; C = constante que depende del tipo de bomba; k = constante que depende de la compresibilidad del líquido y g = constante de la gravedad, 32.2 ft/s². Los valores numéricos de las constantes C y k son:

Tipo de bomba	Constante, C
Dúplex, acción sencilla	0.200
Triplex	0.066
Quíntuplex	0.040
Séptuplex	0.028
Nónuplex	0.022

Compresibilidad del líquido	Constante, k
Líquidos no compresibles, como el agua desaerada	1.4
La mayor parte de los líquidos	1.5
Líquidos compresibles como el etano	2.5

Ejemplo: Una bomba triplex con émbolo de 3 in de diámetro y 5 in de carrera funciona a 250 rpm y bombea 109 gpm de aceite pobre con una densidad relativa de 0.78. La tubería de succión es un tramo de tubo cédula 40 de 6 in de diámetro y 40 ft de longitud. En los 40 ft está incluida la longitud real (no la longitud equivalente) de codos y tes. Determinése la carga de aceleración.

Se calcula que la velocidad en el tubo de succión es de 1.21 ft/s y se hará un cálculo conservador al dejar que $k = 1.5$. Por tanto, al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (1) se encuentra:

$$h_a = \frac{40(1.21)(250)(0.066)}{1.5(32.2)} = 16.5 \text{ ft}$$

Por tanto, se requiere una carga de 16.5 ft para acelerar la columna de 40 ft de líquido. Al convertir esta carga a unidades de presión se obtiene:

$$p_a = \frac{h_a(S.G.)}{2.31} = \frac{16.5(0.78)}{2.31} = 5.6 \text{ psi}$$

La ecuación (1) no es lo bastante amplia para compensar factores como la elasticidad del sistema y la velocidad de una onda de presión en el líquido. Por ello, sólo se recomienda para tubos de succión cortos y no elásticos. Si se utiliza la ecuación para tubos de succión de más de 50 ft, es probable que se tengan resultados inexactos.

Si dos o más bombas funcionan en paralelo con un tubo común de succión, para calcular la carga de acelera-

ción para el tubo común se supone que todas las bombas están en sincronía o sea que funcionan como si fueran una sola bomba grande. Se suman las capacidades de todas las bombas para determinar la velocidad en la tubería.

Miller³ informó que sus pruebas mostraron que la carga de aceleración era mucho menor que la calculada con la ecuación (1). Algunas instalaciones han tenido funcionamiento satisfactorio con una carga neta positiva de succión, *NPSH*, mucho menor que la indicada como necesaria en la ecuación (1). Por otra parte, también hay algunas instalaciones en las cuales la *NPSH* requerida concuerda con la ecuación (1).

No se conoce la razón de esta discrepancia, pero quizá se deba a que se libera gas o aire en el tubo de succión. Cualquier gas arrastrado en el líquido o acumulado en un punto alto en la tubería de succión tiende a absorber las pulsaciones de la bomba y reduce la carga de aceleración.

Algunos usuarios de bombas han informado que los estabilizadores de succión, que también se destinan a separar y acumular el gas, han requerido respiración periódica. Si el estabilizador no hubiera estado en la tubería de succión, el gas habría entrado a la bomba y ocasionado funcionamiento de choque o en un caso extremo, hacer que una o más cámaras de bombeo estuvieran cerradas por el gas. Sin el estabilizador, la agitación en la tubería de succión habría sido más grande y se habría liberado más gas. Los choques de presión ocasionados por la entrada de gas pueden producir la falla de la bomba y componentes del sistema.

Cualquier característica del sistema de succión que tienda a absorber los impulsos de la bomba reducirá la carga de aceleración. En tal caso, el estabilizador de succión es ideal en los sistemas que tienen excesivas cargas de aceleración o gases arrastrados en el líquido. Si el estabilizador se instala y mantiene de acuerdo con las normas del Hydraulic Institute², reducirá la longitud efectiva de la tubería de succión de la ecuación (1) a alrededor de 10 diámetros del tubo, es decir, que con un tubo de succión de 6 in, L sería de unas 60 in o sea 5 ft. Esto daría, para el ejemplo, una carga calculada de aceleración de 0.7 psi.

Carga neta positiva de succión

La carga neta positiva de succión, *NPSH*, se define como la diferencia entre la presión de succión y la presión de vapor, medida en la boquilla de succión con la bomba en marcha. En una bomba recíprocante, se necesita la *NPSH* para separar la válvula de succión de su asiento y para contrarrestar las pérdidas por fricción y la carga de aceleración en el extremo de líquido.

Debido a que una parte importante de la *NPSH* requerida (*NPSH*)_R se emplea para abrir la válvula, en particular a baja velocidad de la bomba y debido a que es un requisito de presión más bien que de carga, la (*NPSH*)_R en una bomba recíprocante se suele expresar en unidades de presión. Por ejemplo, si una bomba de potencia requiere 2 psi de *NPSH* (4.6 ft) cuando bombea agua, también requerirá 2 psi de *NPSH* para bombear 9.2 ft de propano.

La figura 11 facilita entender la (*NPSH*), y la acción de las válvulas de una bomba reciprocante. Las curvas son para una bomba de potencia triplex, horizontal, con carrera de 3 in y válvula de succión de funcionamiento vertical; las válvulas tienen aletas de guía y son grandes en relación al diámetro del émbolo: entonces, la superficie para flujo en el asiento de la válvula es más o menos igual que la superficie del émbolo.

Como el eje de las válvulas de succión está vertical, puede funcionar sin resorte si la bomba está a baja velocidad. Las curvas A y B indican los requisitos de *NPSH* para dos émbolos de diámetro diferente probados en el mismo extremo de líquido y sin resortes en las válvulas de succión. La *NPSH* con émbolo de 1 7/8 in de diámetro y a 100 rpm es sólo 0.7 psi (1.6 ft de agua), o sea menos que en la mayoría de las centrífugas. La (*NPSH*)_R para el émbolo de 2 1/2 in a 180 rpm es de 1.2 psi.

La velocidad de la bomba en esta configuración está limitada por la capacidad de la válvula de succión de funcionar al mismo ritmo que el émbolo. Como no hay resorte que empuje la válvula contra su asiento, sólo actúa la gravedad para cerrar la válvula en contra del líquido de entrada. Si la bomba trabaja a mucha velocidad, la válvula todavía no habrá asentado cuando el émbolo invierta su carrera y empiece a entrar de nuevo en la cámara de bombeo. Entonces, el líquido tendrá un flujo inverso momentáneo, por el asiento y la válvula cerrará de golpe y enviará una onda de choque hacia el múltiple y tuberías de succión. En ese momento, el émbolo se mueve a una velocidad finita pero la válvula de descarga sigue cerrada. La presión en la cámara de bombeo excederá muy pronto de la de descarga y la válvula de descarga se levantará de su asiento. Se transmitirá una onda de choque desde la cámara de bombeo, por el múltiple de descarga hacia la tubería de descarga.

La inercia de la válvula de descarga la moverá más allá de su punto neutral y habrá exceso de compresión del resorte. Cuando se detiene la válvula de descarga el resorte trata de volverla a su posición neutral pero la inercia la mueve otra vez más allá y hace que la presión en la cámara tenga un ligero aumento. Esa oscilación de

la válvula de descarga se amortigua y anula con rapidez. Todo lo anterior ocurre en una fracción de segundo, pero se puede medir con un transductor de presión en la cámara de bombeo y exhibirlo en un osciloscopio de rayos catódicos.

Las líneas verticales en los extremos de las curvas A y B (Fig. 11) indican velocidades seguras dentro del intervalo de funcionamiento de la válvula de succión.

Las curvas C y D son para los mismos dos émbolos, pero se han agregado resortes ligeros en las válvulas de succión. Debido a que ahora se necesita vencer la fuerza del resorte y el peso de la válvula de succión para abrirla, la (*NPSH*), ha aumentado alrededor de 100% en relación con las curvas A y B. Estos resortes cierran las válvulas con más rapidez y el funcionamiento es suave a altas velocidades.

Si se desean velocidades más allá de los extremos de las curvas C y D se necesitan resortes más fuertes que permitan el funcionamiento entre 300 y 400 rpm. La (*NPSH*), es unas tres veces mayor que la de las curvas A y B y fluctúa entre 2 y 4.5 psi.

Las curvas A hasta F representan una bomba equipada con el mismo resorte estándar en la válvula de descarga; sólo se ha cambiado el resorte de la válvula de succión.

Si se requiere trabajar a velocidades más allá de los límites de las curvas E y F se requieren resortes muy fuertes en las válvulas de succión y descarga. La (*NPSH*), es alrededor del doble de la requerida, con los resortes estándar y fluctúa entre 4.5 y 9 psi.

Estos valores de (*NPSH*)_R no son presiones manométricas, sino presiones más altas que la presión de vapor. Por ejemplo, si se bombea agua desaerada a 70°F (presión de vapor de 0.4 psia) la bomba del ejemplo, con émbolos de 2 1/2 in de diámetro, sin resortes en las válvulas de succión y que trabaje a 150 rpm, requerirá una presión de succión de 1.5 psia (es decir, 1.1 psi de (*NPSH*)_R + 0.4 psia de presión de vapor) o sean unas 27 in Hg a nivel del mar.

Dado que el agua casi siempre contiene aire disuelto, su presión de vapor es más alta que la del agua desaerada, cosa que a menudo no se tiene en cuenta al calcular la *NPSH*. El Hydraulic Institute² recomienda un margen de *NPSH* de 3 psi para bombas de potencia en sistemas en donde el líquido ha estado expuesto a un gas que no sea su propio valor. Un líquido como el propano en su punto de burbujas en el recipiente de succión no necesita ese margen.

Para minimizar el problema del aire disuelto, se efectuaron pruebas de *NPSH* con agua a su punto de ebullición o cerca del mismo en el recipiente de succión que dieron por resultado las curvas de la figura 11.

Como se describió, las bombas reciprocantes en las condiciones correctas pueden funcionar con una presión de succión inferior a la atmosférica. Pero esta situación puede ocasionar succión de aire por la empaquetadura y hacia la cámara de bombeo en la carrera de succión; este aire ocasionará tantos problemas como el arrastrado por el líquido. Se reducirá la capacidad, la bomba puede estar ruidosa, habrá vibración del sistema y se pueden dañar la bomba y componentes del sistema.

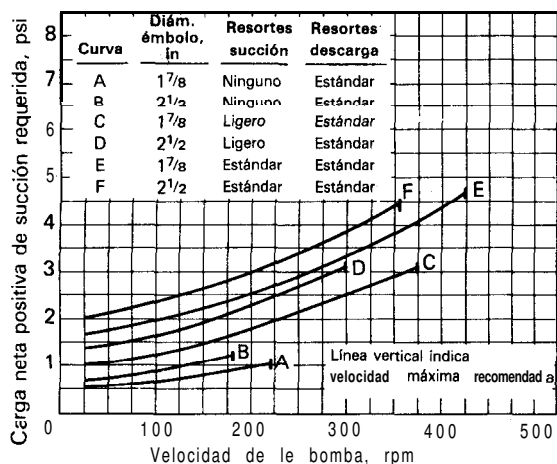


Fig. 11 La carga de las válvulas influye en la (*NPSH*)_R

Esta entrada de aire se puede reducir con un líquido sellador externo, como aceite lubricante que se envíe contra la superficie del émbolo o dentro de la empaquetadura. Un método muy eficaz es el de instalar un anillo de empaquetadura con pestaña de sello continua en cada lado de un anillo de cierre hidráulico, con ambas pestañas hacia el anillo e inyectar aceite con un lubricador mecánico en el anillo de cierre. Se debe tener cuidado de no aplicar presión excesiva contra el anillo porque puede dañar la empaquetadura, el lubricador o el prensaestopas.

Criterios para pruebas de la *NPSH*

Para efectuar las pruebas de la *NPSH* en las bombas de potencia se mantienen constantes la velocidad y la presión y descarga y se varía la *NPSH* disponible (*NPSH*), en el sistema. La capacidad permanece constante con todos los valores de (*NPSH*)_A superiores a cierto punto; cuando se reduce la (*NPSH*), a menos de ese valor se empieza a reducir la capacidad. En la figura 12 aparecen muestras de datos de la prueba de *NPSH*.

En una acción similar a la de la caída de carga de 3 % utilizada en las pruebas de *NPSH* en bombas centrífugas, los fabricantes de bombas reciprocantes han establecido una caída de capacidad de 3 % como criterio para definir la (*NPSH*)_R. En las bombas de desplazamiento positivo no se pueden utilizar la carga o la presión, pues es el sistema y no la bomba lo que determina la presión de descarga. Por tanto, se reduce la (*NPSH*)_A hasta que la caída de capacidad es mayor de 3 %; luego, se establece la *NPSH* que estaba disponible con la reducción del 3 % mediante la definición, como (*NPSH*), para esa velocidad.

La (*NPSH*), por la bomba triplex fue de 0.85 psi y es el valor para el cual se venderá esa bomba. Si se la hace funcionar con 0.85 psi de (*NPSH*)_A se producirá cavitación igual que en una bomba centrífuga. Estos datos plantean dos preguntas:

1. ¿Producirá daños a la bomba o el sistema el funcionamiento de la bomba con cavitación?
2. ¿Cuánta (*NPSH*)_A adicional se requiere para eliminar toda la cavitación?

Ninguna de estas preguntas es fácil de contestar. La respuesta a la primera se basaría en el líquido bombeado y las presiones de descarga.

Si se hiciera funcionar esta bomba con un hidrocarburo ligero y con baja presión diferencial (200 a 300 psi) sería difícil detectar el efecto de la cavitación. Con 0.85 psi de (*NPSH*)_A, la relación entre el volumen de vapor y el volumen de líquido sería menor que con agua y la relación o razón de compresión (presión de descarga y presión de succión) sería menor que la relación de 100 o más que hubo durante la prueba con agua caliente.

Como ambas relaciones son bajas, es pequeña la distancia que recorrería el émbolo en su carrera de descarga antes de comprimir el líquido a su presión de descarga y el resultado sería mayor capacidad. Además, el aplastamiento de las burbujas de vapor durante la carrera de descarga es mucho más suave con el hidrocarburo ligero lo que producirá menos daños en las

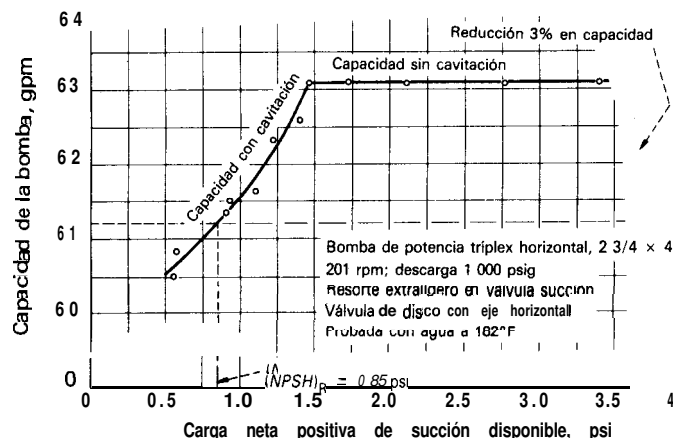


Fig. 12 Resultado de pruebas de *NPSH* en bomba de potencia triplex

superficies metálicas y menor transmisión de choque a los cojinetes del extremo de potencia; éste tendría carga ligera y los componentes podrían soportar mucho mejor las cargas de choque. El resultado sería una bomba de funcionamiento silencioso y suave con larga duración de los cojinetes.

Por el contrario, si esta bomba manejase una amina a una presión de descarga de 1 000 psig, el efecto de la cavitación sería más pronunciado. Con 0.85 psi de (*NPSH*)_A la capacidad sería menor y la contracción más severa de las burbujas aumentaría los daños a las superficies metálicas y produciría choques intensos. Como los cojinetes y otros componentes en el extremo de potencia tendrían mayor carga inicial por la alta presión de descarga, no podrían soportar los choques sin dañarse.

La respuesta a la segunda pregunta tampoco es concluyente. Al examinar la figura 12 se encuentra que se logra la plena capacidad con 1.5 psi de (*NPSH*)_A, y esto podría hacer pensar que con ese valor se eliminaría toda la cavitación. Esto es erróneo.

Como menciona Collier⁴, la cavitación puede ocurrir en una bomba reciprocante sin reducirle su capacidad. La cavitación incipiente ocurre durante la parte inicial de la carrera de succión porque el émbolo o el pistón están acelerando y desaparece en la parte final porque hay desaceleración. Por tanto, la cámara de bombeo se llena por completo con líquido al final de la carrera de succión y no se altera la capacidad de la bomba.

La capacidad sólo se reduce cuando la cavitación es tan severa que el aplastamiento completo de las burbujas no ocurre hasta que el émbolo está en su carrera de descarga. Aunque las burbujas se aplasten por completo en la carrera de succión, pueden ocurrir daños. Durante la contracción, el líquido choca contra la cara del émbolo y produce daños semejantes a los que ocurren en el ojo del impulsor de una bomba centrífuga en circunstancias similares. El choque resultante se transmite por la válvula de succión que está abierta y hacia el tubo de succión y a veces produce vibraciones y ruido.

Que se sepa, no se ha intentado cuantificar el margen adicional de (*NPSH*)_A que se necesitaría para impedir toda la cavitación.

Características del par (torsión)

Con presiones de succión y descarga fijas, una bomba de potencia requiere un par (torsión) de entrada que es independiente de la velocidad, excepto los incrementos a velocidades muy altas y muy bajas. Una bomba de potencia requerirá el mismo par al 25 % o al 50% de la velocidad nominal y, por tanto, requerirá el 50 % o el 25 % de la potencia nominal. En la figura 13 se ilustra la variación en el par promedio según la velocidad en una bomba de potencia triplex típica.

La curva del par a plena carga (Fig. 13) es al arranque con plena presión de descarga. El par al arranque es alrededor del 150% del par promedio de funcionamiento con plena carga. Conforme aumenta la velocidad y se establece la lubricación necesaria en el extremo de potencia y en la empaquetadura, el par cae al valor de plena carga y plena velocidad y, luego, es constante hasta llegar a velocidad total.

Para tener arranque con menos esfuerzo del equipo, la descarga de la bomba retorna por tubos hasta el recipiente de succión, con lo que la presión de descarga es casi igual a la de succión. La curva sin carga (Fig. 13) indica los requisitos del par que impone la bomba en el sistema propulsor. El par o torsión al arranque es alrededor del 25 % del par a plena carga y variará según sea el tipo de empaquetadura y cojinetes y el tiempo que haya estado parada la bomba. Cuando se aumenta la velocidad, el par caerá alrededor del 10% del de plena carga. El aumento en el par indicado por la curva sin carga a velocidades altas se debe al aumento en la carga de fricción en el sistema de derivación conforme aumenta el volumen de flujo.

Carga del émbolo

La carga del émbolo se define como la fuerza transmitida al extremo de potencia por un émbolo. En bombas de acción sencilla, para calcular la carga en el émbolo de descarga se multiplica la presión de descarga por la superficie de la cara de un émbolo. La carga del émbolo de succión es la presión multiplicada por la superficie del émbolo.

Una bomba de potencia se especifica por la carga máxima del émbolo o biela que puede absorber el extremo de potencia cuando la presión de succión es de cero. Algunas bombas se especifican para funcionamiento continuo, otras para intermitente y, algunas, para ambos.

Eficiencia mecánica: bomba de potencia

La eficiencia mecánica (llamada también eficiencia de la bomba) de una bomba de potencia se define como la relación entre la potencia de salida, P_o y la potencia de entrada P_i y en forma de ecuación es:

$$\eta_m = \frac{P_o}{P_i} = \frac{Q(\Delta P)}{1,715 P_i} \quad (2)$$

en donde η_m = eficiencia mecánica total de la bomba; Q = capacidad, gpm; ΔP = presión de descarga menos

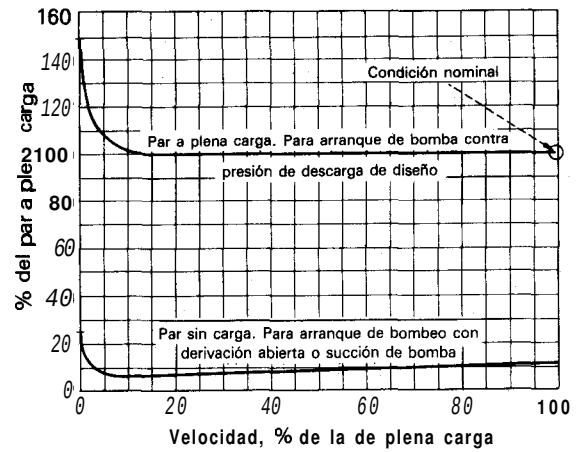


Fig. 13 El par (torsión) es función de la presión de descarga.

presión de succión, psi; P_i = potencia de entrada del propulsor, hp.

Por lo general, la potencia de entrada incluye las pérdidas en una propulsión con bandas (correas) o integral con engranes, pero no las pérdidas en una unidad con engranes separadas o de velocidad variable.

La eficiencia mecánica de una bomba de potencia a menudo excede del 90% (Fig. 14) y a veces es mayor que la eficiencia de su motor. Como se indica en la figura 14, η_m varía con la carga y la velocidad. En algunas bombas ocurre un cambio en η_m cuando cambia el diámetro del émbolo; los émbolos grandes en las bombas de baja velocidad tienen menor eficiencia por el aumento en las pérdidas de las válvulas y empaquetadura.

Cuando se reduce la velocidad se reduce la eficiencia de la bomba trazada en la figura 14. Esta reducción, en apariencia, se debe a un ligero aumento en la fricción en los cojinetes y empaquetadura. En otras bombas se presenta una situación opuesta, debida en apariencia a una reducción en las pérdidas en las válvulas.

La eficiencia mecánica disminuye cuando se reduce la carga del émbolo y se debe a que la potencia de salida (potencia hidráulica) cae con mayor rapidez que las pér-

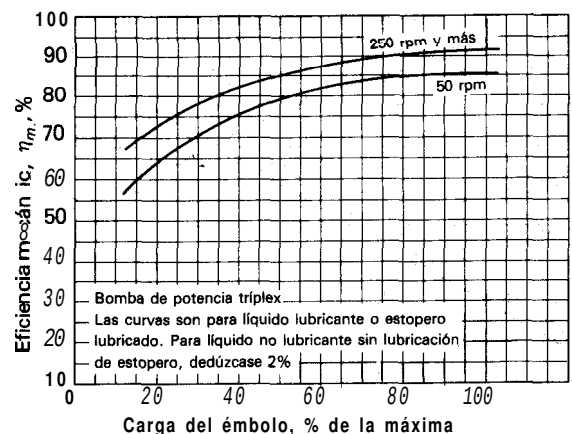


Fig. 14 La eficiencia mecánica depende de la velocidad y la carga.

didas por fricción y se convierte en una parte más pequeña de la entrada de potencia. Si se prolongasen estas curvas hasta cero carga del émbolo, la eficiencia sería cero porque también lo sería la salida de potencia, pero se necesitaría algo de potencia para contrarrestar las pérdidas por fricción.

Algunos especialistas en aplicaciones de bombas utilizan un valor fijo de 85 % para la eficiencia de la bomba, sin que importen las presiones de funcionamiento. Como se puede ver en las curvas, resulta seguro para muchas aplicaciones porque, por lo general, la bomba de potencia se utiliza para presiones de descarga de más de la mitad de su capacidad nominal. Hay algunos servicios en los que la presión diferencial es baja y el empleo de $\eta_m = 85\%$ hará que se utilice un propulsor de menor tamaño.

Eficiencia mecánica: bomba de acción directa

En la bomba de acción directa, la eficiencia mecánica es la relación entre la fuerza aplicada al líquido por el pistón o el émbolo y la fuerza aplicada al pistón propulsor o de mando por el fluido motor. Dado que la mayor parte de estas bombas son de doble acción, se utilizan las presiones diferenciales en ambos extremos de ellas y dado que las pérdidas por fricción de fluido en las válvulas y orificios se incluyen en las de la bomba, estas presiones se miden en los orificios de entrada y de salida. Al expresarlas en forma de ecuación se tiene:

$$\eta_m = \frac{A_L \Delta P_L}{A_D \Delta P_D} \quad (3)$$

en donde: η_m = eficiencia mecánica de la bomba, A_L = superficie del pistón o émbolo para líquido, ΔP_L = presión diferencial a través del extremo del líquido, A_D = superficie del pistón propulsor y ΔP_D = presión diferencial a través del extremo de potencia.

La superficie de la biela suele ser pequeña en relación a la del pistón y a menudo no se la tiene en cuenta. Sin embargo, se la debe tener en consideración cuando la superficie de la biela es parte importante de la superficie del pistón.

La eficiencia mecánica de una bomba típica de acción directa se presenta en la figura 15 y se verá que η_m aumenta conforme se reduce la velocidad. Esta característica es la que permite controlar la bomba con la estrangulación del fluido motor con lo que se reduce la presión diferencial disponible para propulsión y se hace que la bomba funcione con mayor eficiencia, es decir, a velocidad más baja.

Eficiencia volumétrica

En una bomba recíprocante, la eficiencia volumétrica se define como la relación entre la capacidad Q y el desplazamiento D o sea

$$\eta_v = Q/D \quad (4)$$

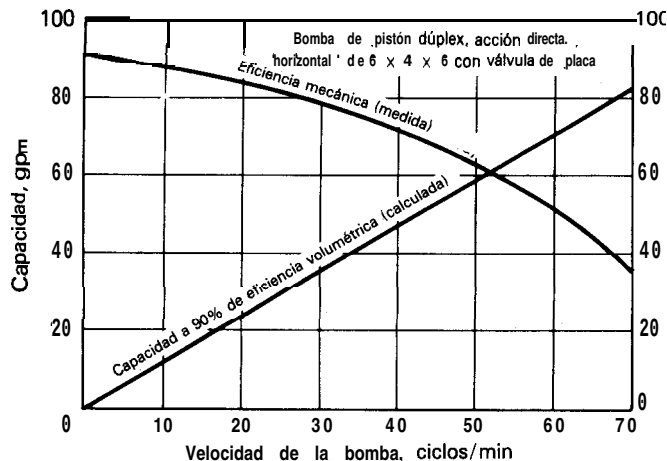


Fig. 15 Eficiencia mecánica de una bomba de acción directa

Se ha evitado utilizar el término “capacidad entregada” porque connotaría que el volumen se mediría en la descarga de la bomba. Dado que en la mayor parte de los líquidos se comprimen un valor mensurable cuando se mueven desde la succión hasta la descarga, el volumen de flujos, gpm, es menor en la descarga que en la succión, aunque el flujo de masa sea el mismo.

Casi siempre, el ingeniero de proceso indicará los requisitos de capacidad y las características del líquido en las condiciones de succión de la bomba, porque se desconocen las características en la descarga. Además, si el sistema incluye un medidor de flujo o aforador por lo general estará en el lado de succión para no tener que emplear uno para alta presión en el lado de descarga. Para conveniencia y uniformidad, se utilizará el término “capacidad” para indicar el volumen de gasto en el tubo de succión.

La segunda mitad de la ecuación (4) es el desplazamiento de la bomba. Se debe evitar el término “desplazamiento teórico” pues no tiene nada de ello, pues es real y fácil de medir. El desplazamiento es el volumen desplazado por el elemento de bombeo por unidad de tiempo. En una bomba de émbolo triplex, de acción sencilla, la ecuación es:

$$D = 3(\pi/4)d^2 l N \quad (5)$$

en donde D = desplazamiento, in³/min; d = diámetro del émbolo, in; l = longitud de carrera, in y N = velocidad del cigüeñal, rpm.

Ejemplo: Cálculase el desplazamiento de una bomba triplex de 2 x 3, que funciona a 330 rpm. Al sustituir los valores numéricos en la ecuación (3) se obtiene:

$$D = 3(\pi/4)(2)^2(3)(330) = 9\,330 \text{ in}^3/\text{min}$$

Se divide entre 231 para convertir las pulgadas cúbicas a galones:

$$D = 9\,330/231 = 40.4 \text{ gpm}$$

Durante las pruebas se determinó que la capacidad de esta bomba era de 39.2 gpm. Por tanto, la eficiencia volumétrica es:

$$\eta_v = Q/D = 39.2/40.4 = 0.97$$

Más adelante se mencionará el efecto del volumen de despejo y de la compresibilidad de líquidos sobre la eficiencia volumétrica.

Aunque la eficiencia volumétrica se refleja en la eficiencia mecánica, las dos no por necesidad se mueven al mismo tiempo. Es posible tener una η_m elevada, con una baja η_v , debido a la compresibilidad de los líquidos o una η_m baja con una η_v elevada, como la que ocurriría en una instalación con alta presión de succión y baja presión diferencial.

Gráficas para selección de bombas

En una bomba reciprocante la equivalente de la curva de rendimiento de una bomba centrífuga es la gráfica para selección. Cada fabricante produce estas gráficas en forma diferente. Todas consisten, básicamente, en líneas rectas porque el desplazamiento va en proporción directa con la velocidad. La figura 16 es una gráfica para una bomba triplex con carrera de 3 in. La velocidad del cigüeñal se traza contra el desplazamiento con los diferentes diámetros de émbolos disponibles para esa bomba. Las presiones máximas de descarga en la parte superior de la gráfica son aquellas a las cuales funcionaría el émbolo para cargar el extremo de potencia a su valor nominal de 4 460 lb. Las presiones indicadas para los émbolos de 1 1/4 y de 1 7/8 in son presiones de traba-

jo en el extremo de líquido y menores que las permitidas por la especificación para el extremo de potencia.

Velocidad de la bomba de potencia

Quizá el factor que más se ha discutido respecto a las bombas de potencia es la velocidad máxima permisible. Con el empleo de la bomba triplex con carrera de 3 in como ejemplo, se encontrará que algunos fabricantes las ofrecen para funcionar a 500 rpm. Un constructor de unidades portátiles para limpieza con agua acostumbra hacerlas funcionar a 600 rpm. La mayoría de los usuarios de este tamaño de bomba en servicio continuo prefieren operarlas a no más de unas 400 rpm.

En las bombas de potencia triplex de 3 in de carrera se ha aumentado la velocidad, a lo largo de los años, de 150 rpm a 520 rpm. Aunque las mejoras en la construcción del extremo de potencia y el de líquido han permitido que la bomba funcione a velocidades más altas, a expensas de menor duración de las empaquetaduras, el principal obstáculo a las altas velocidades ha sido el diseño del sistema. Al principio, algunos ingenieros pensaban que una bomba más pequeña, para funcionar a velocidad más alta para lograr la misma capacidad, produciría menos pulsaciones en los tubos de succión y descarga, pero no ocurre así.

La variación de velocidad en la tubería para una bomba triplex es de 25% sin que importen su tamaño o velocidad (Fig. 10). Para la misma capacidad, una bomba más pequeña y que trabaje a más rpm producirá los mismos volúmenes mínimo y máximo de flujo y más impulsos por segundo. Dado que la carga de aceleración aumenta en proporción directa con la frecuencia, cuan-

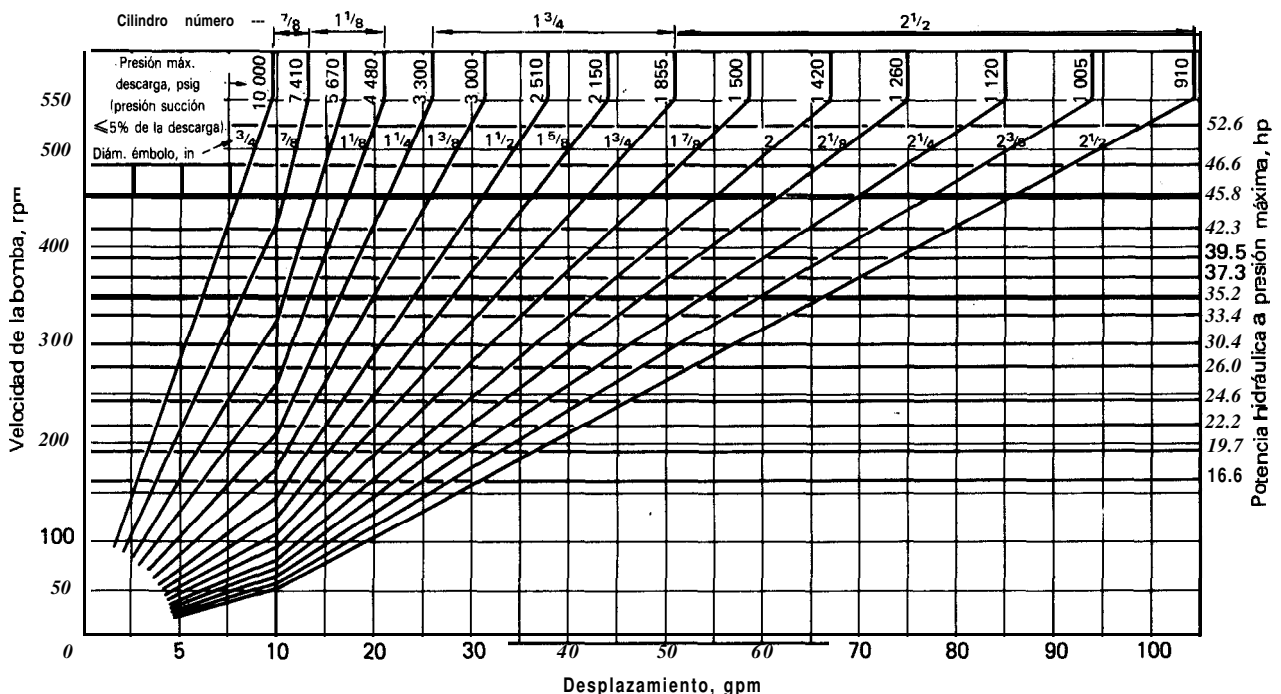


Fig. 16 Gráfica para selección de una bomba triplex

do se duplica la velocidad de la bomba también se duplica la carga de aceleración y se reduce la $(NPSH)$, del sistema. Además, si se duplica la velocidad se necesita resorte de válvula más fuerte, lo que aumenta la $(NPSH)_R$ de la bomba. Si la $(NPSH)_A$ cae por abajo de la $(NPSH)_R$, ocurrirán cavitación y golpeo.

La mejor resolución de ese problema es un amortiguador eficaz en la tubería de succión, pero se vuelven menos eficaces a altas frecuencias debido a la inercia de sus piezas movibles y la del líquido que contienen, que debe oscilar para que funcionen. Cuando más se necesita el amortiguador, muchas veces no responde.

Mediante observaciones en el campo, el autor ha establecido un grupo de velocidades máximas recomendadas para servicio continuo (Fig. 17). El funcionamiento intermitente y cíclico a más de esas velocidades se ha encontrado satisfactorio. Los factores como el diseño de la bomba, diseño del sistema, gas arrastrado, altas temperaturas, sólidos arrastrados, alta viscosidad y la exigencia de baja intensidad del ruido pueden exigir velocidades más bajas.

La velocidad mínima de una bomba de potencia se determina por su capacidad para proveer suficiente lubricación en todas las superficies del cojinete y apoyo en el extremo de potencia. Algunas bombas pueden funcionar bien a apenas 20 rpm o menos. A otras, hay que mantenerlas a 100 rpm o más.

Las bombas de acción directa funcionan con velocidades que suelen estar entre 0 y 50 ciclos/min según sea la longitud de la carrera. La capacidad de estas bombas para funcionar a velocidades que pueden bajar hasta el punto de "ahogo", es deseable en algunas aplicaciones.

Sistemas propulsores de bombas de potencia

La unidad motriz más común para las bombas de potencia es el motor eléctrico, aunque a veces se utilizan turbinas, motores de combustión y otras máquinas motrices. Las velocidades de las bombas de potencia suelen ser entre 20 y 500 rpm; los motores típicos trabajan entre 1 000 y 1 800 rpm. Por ello, hay que conectar el eje

o árbol del motor con el eje de la bomba con algún reductor de velocidad. En unidades de menos de 100 hp, se utilizan las correas (bandas) en V, aunque también se emplean bandas dentadas, cadenas y engranes. Para más de 100 hp, se emplean más los engranes y menos las bandas y cadenas.

En ocasiones se emplean unidades motrices de velocidad variable para dosificar en forma precisa el líquido en el sistema. Los motovariadores pequeños suelen tener poleas de paso variable, pero hay problemas de mantenimiento si no se aplica un factor de servicio suficiente al determinar su tamaño.

Con más de 60 hp, la velocidad variable se obtiene con acoplamientos hidráulicos y embragues de corriente parásita. Aunque son eficaces para controlar la velocidad y la capacidad de la bomba, el usuario debe tener en cuenta que no obtiene ahorros de energía si opera la bomba a velocidad reducida, salvo que la presión de descarga caiga de acuerdo con la capacidad.

Para tener presión de descarga constante, la bomba requiere una entrada constante de par o torsión. El acoplamiento hidráulico y el embargue de corriente parásita necesitan el mismo par de entrada que de salida. Por tanto, el eje de entrada al acoplamiento que gira a velocidad constante y requiere un par constante, también necesita entrada constante de potencia. Cuando estos mecanismos se utilizan para bombas centrífugas, se ahorra energía a baja velocidad porque el par requerido para ellas varía más o menos en relación al cuadrado de la velocidad.

Debido a que la eficiencia máxima de las unidades motrices de velocidad variable es de alrededor del 97 %, la potencia requerida en la unidad motriz es siempre 3 % mayor que la máxima requerida por la bomba. Por ello, en muchas plantas sus bombas de potencia funcionan a velocidad constante y se deriva el exceso de capacidad de retorno al recipiente de succión. También se utilizan motores de velocidad múltiple en combinación con derivaciones para controlar la capacidad.

Los motores de inducción con impulsión de frecuencia variable y las transmisiones hidrostáticas ha logrado cada vez mayor aceptación para las bombas por el menor consumo de energía a baja velocidad de la bomba.

Diseño del sistema

Sólo la velocidad es más importante que el diseño del sistema para lograr una instalación satisfactoria. Un diseño inadecuado producirá vibraciones y ruidos en el sistema. Las pulsaciones pueden ser de suficiente intensidad para dañar los componentes de la bomba y los instrumentos.

La experiencia en el campo y la información del Hydraulic Institute' aparecen condensadas a continuación como lineamientos para a) recipiente de succión, b) tubería de succión y c) tubería de descarga.

Para el recipiente de succión se necesita:

- Ser lo bastante grande para proveer suficiente tiempo de retención para que los gases libres se eleven a la superficie del líquido.

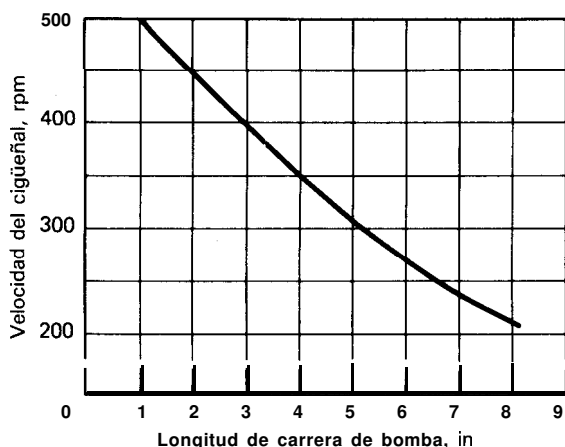


Fig. 17 Velocidades máximas de bomba de potencia en servicio continuo

■ Que los tubos de succión y retorno penetren más abajo del nivel mínimo de líquido.

■ Incluir un rompedor de vórtices en el tubo de succión de la bomba.

■ Incluir una placa desviadora para enviar las burbujas de gas a la superficie. La parte superior de la placa debe estar sumergida lo suficiente en el recipiente para evitar alteraciones.

Para el tubo de succión se necesita:

■ Que sea lo más corto y directo que sea posible

■ Sea uno o dos diámetros de tubo más grande que la conexión de succión en la bomba.

■ Tenga una velocidad promedio de líquido menor que los valores de las curvas de la figura 18.

■ Tenga el mínimo de recodos; hay que utilizar codos largos o laterales.

■ Impida la acumulación de vapores en la tubería. No debe tener puntos altos sin respiraderos. El reductor en la bomba debe ser del tipo excéntrico instalado con el lado plano hacia arriba.

■ Calcularlo de modo que la $(NPSH)_A$ que permita la carga de aceleración sea mayor que la $(NPSH)_R$.

■ Incluir un estabilizador de succión, botella o amortiguador de pulsaciones en el tubo de succión y adyacente al extremo de líquido si la carga de aceleración es excesiva.

■ Tener una válvula de corte de apertura total para no restringir el flujo a la bomba.

■ No utilizar pichancha o filtro salvo que se les pueda dar mantenimiento periódico. El agotamiento producido por una pichancha obstruida puede producir más daños en la bomba que los sólidos.

Para el tubo de descarga se necesita:

■ Que sea uno o dos diámetros de tubo más grande que la conexión de descarga en la bomba.

■ Que tenga una velocidad promedio menor de tres veces la velocidad máxima en el tubo de succión.

■ Que tenga el mínimo de recodos; hay que utilizar codos largos o laterales.

■ Que incluya un amortiguador de pulsaciones o métodos para instalarlo, adyacente al extremo de líquido de la bomba.

■ Que incluya una válvula de desahogo de un tamaño que deje pasar toda la capacidad de la bomba que no exceda del 110% de su presión de “disparo” o apertura. La descarga de la válvula de desahogo debe retornar al recipiente de succión para que los gases desprendidos en la válvula no vuelvan a la bomba.

■ Que incluya un tubo y válvula de derivación para poder volver a arrancar la bomba en contra de una insignificante presión de descarga.

■ Que incluya una válvula de retención para no aplicar la presión del sistema en la bomba durante el arranque.

Los detalles de un buen sistema diseñado como se describe antes aparecen en la figura 19.

Correcciones para $(NPSH)_A$ baja

Cuando se diseña el sistema de succión para una bomba reciprocante, se puede encontrar que la $(NPSH)_A$ es menor que la $(NPSH)_R$. Entre las correcciones para la $NPSH$ baja están:

■ Aumentar el diámetro de la tubería de succión.

■ Reducir el diámetro del tubo de succión al tenderlo en una trayectoria más directa o bien acercar la bomba al recipiente de succión.

■ Instalar una botella o estabilizador de succión o amortiguador de pulsaciones adyacentes al extremo de líquido de la bomba. Una botella ha dado buenos resultados con presiones menores a 50 psig, pero se necesita mantener el nivel de líquido. Muchas veces, un tramo de manguera de caucho en el tubo de succión, junto con la bomba, reducirá la carga de aceleración.

■ Elevar el recipiente de succión o el nivel del líquido en el mismo.

■ Reducir la temperatura del líquido que se bombea.

■ Reducir la velocidad de la bomba de potencia o instalar una más grande que trabaje a menor velocidad. Con una velocidad más baja, puede ser posible operar la bomba con resortes suaves o sin resortes en la válvula de succión.

Si las correcciones anteriores son insuficientes, imprácticas o imposibles, se debe instalar una bomba reforzadora que, para una bomba de potencia suele ser centrífuga, aunque a veces se emplean bombas reciprocantes de acción directa y rotatorias. La $(NPSH)_A$ para la bomba reforzada debe ser menor que la del sistema. La carga de la reforzadora debe exceder de la $(NPSH)_R$ de la bomba de succión más las pérdidas en la tubería más la carga de aceleración en, cuando menos, 20%. La reforzadora se debe instalar junto al recipiente de succión e instalar una botella o amortiguador de pulsaciones junto a la bomba de potencia para proteger la reforzadora contra el flujo a pulsaciones.

Para descargar la bomba

Si se instala un tubo de derivación para permitir el arranque de la bomba cuando ésta descarga, se logran ciertos beneficios. El más importante es que se pueden cebar todas las cámaras de bombeo; cada una de ellas en una bomba reciprocante es independiente y funciona

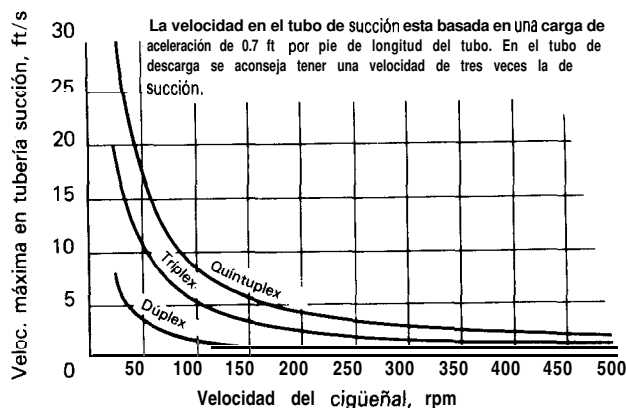


Fig. 18 Guía para velocidad máxima en tuberías con bombas de potencia de acción sencilla

en paralelo con las demás. En una bomba múltiplex hay la posibilidad de cebar una sola cámara mientras las demás están llenas de vapores.

La bomba reciprocante suele ser autocebante. Pero, el gran volumen de despejo o volumen libre en casi todas ellas, imposibilita que el émbolo produzca presión apreciable de descarga cuando una cámara está llena con gas. Por lo general, la bomba estará llena de aire después del mantenimiento y en algunas cámaras penetra aire que se infiltra por la empaquetadura durante los periodos de paro. En el arranque, a menudo se succiona el aire del tubo de succión a la bomba. Por ello, es necesario mantener baja la presión de descarga durante más o menos los primeros 30 segundos de funcionamiento. Esto permite que se expulse el gas de cada cámara de bombeo y que esté cebada cuando queda expuesta a la presión de descarga. En muchos sistemas sólo es posible mantener baja la presión de descarga con un tubo de derivación; no se debe conectar en la succión de la bomba porque ésta volvería a succionar el gas.

Otros beneficios se logran con el arranque de una bomba de potencia en contra de una presión insignificante de descarga. El par al arranque será el 25% del de plena carga, con lo cual se puede emplear un motor con par o torsión normal al arranque, que reduce el tiempo en que hay máxima corriente. Además, los acoplamientos, bandas V, engranes o cadenas tendrán poca carga. El extremo de potencia de la bomba podrá formar películas completas de lubricante en las superficies de deslizamiento y los émbolos se mojarán con el lubricante o con el líquido bombeado.

Si una bomba empieza a funcionar con brusquedad o se reduce su capacidad durante el funcionamiento normal, es probable que haya succión de gas a una o más cámaras de bombeo. Si el sistema tiene tubo de derivación (Fig. 19) sólo hay que abrir la válvula de derivación hasta que salga el gas. Si persiste la succión de gas, hay que buscar y eliminar su fuente.

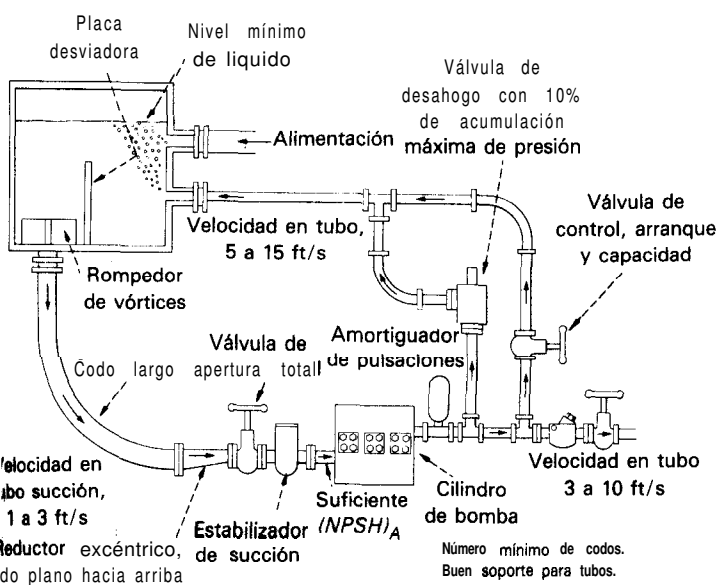


Fig. 19 Buen diseño de sistema para bombas reciprocantes

Si por los requisitos del proceso o en una emergencia es indispensable arrancar la bomba de potencia en contra de la presión del sistema, se recomienda que: 1) el par de arranque del motor debe superar, cuando menos, en 50% al par de funcionamiento; 2) los componentes del sistema propulsor deben ser adecuados para el par de arranque del motor; 3) la bomba no debe estar parada más de 10 h sin tener algún sistema para prelubricar los cojinetes del extremo de potencia y 4) se deben mantener cebadas las cámaras de bombeo.

Volumen de despejo

El volumen de despejo o libre de la cámara de bombeo en la bomba reciprocante es el volumen en ella cuando el émbolo o pistón está al final de su carrera de descarga (Fig. 20). El volumen libre, c , se suele expresar como fracción o porcentaje del desplazamiento, d y se denomina "relación c/d " o porcentaje de espacio libre.

La mayor parte de las bombas reciprocantes tienen una relación c/d de 2 a 4 (200 % a 400 %) y estos valores son mayores en las bombas de émbolos que en las de pistones. Se han diseñado bombas de émbolo con relaciones c/d de apenas 0.5. Las bombas de pistón con mínimo volumen libre, destinadas a líquidos volátiles, tienen relaciones c/d de alrededor de ≈ 0.15 .

Todos los líquidos se comprimen, algunos más que otros, cuando aumenta la presión. Entre 15 y 10 000 psia, el agua se comprime 3 %. El propano se comprime alrededor de 5% entre 150 y 3 000 psia. El líquido atrapado en el volumen libre a presión de descarga se debe expandir hasta la presión de succión antes de que se abra la válvula de succión.

Si en una bomba con relación c/d de 3 se bombea un líquido que se comprime 5%, el émbolo se debe mover un 15 % de su carrera de succión antes de que la presión en la cámara baje hasta la presión de succión. Esto ocasiona una reducción de 15 % en la capacidad, medida en el tubo de succión. Cuando se hace la selección de la bomba, su tamaño debe ser 15 % mayor del normal y al determinar el propulsor es preferible que tenga la potencia requerida para agua, porque el líquido podría ser una mezcla menos compresible que lo previsto.

La relación c/d también se refleja en la capacidad de autocebado o de eliminación de gases de la bomba reciprocante, si se llena de gas. Con un volumen libre de 15 %, una bomba puede producir una relación de presión de 15 con aire, pero con un volumen libre de 300 % sólo se logra una relación de presión de 1.5. Cuando hay aire atmosférico inicialmente en la cámara, la primera bomba citada descargaría a alrededor de 200 psig y la segunda sólo a unas 7 psig. Por tanto, si llegan a succionar cualquier cantidad de gas, habrá un descenso notable en el rendimiento.

Alta presión de succión

La alta presión de succión requiere cuidados especiales en las bombas reciprocantes, en particular las de acción sencilla. En las bombas de acción sencilla y doble,

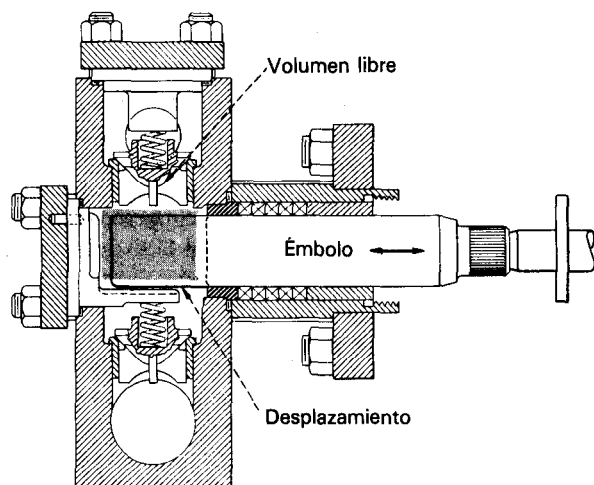


Fig. 20 El volumen libre altera la capacidad de la bomba

puede ser necesario aumentar las presiones de diseño de la brida y múltiple de succión.

Una bomba de pistón de doble acción a veces necesita un vástago de guía para igualar las fuerzas aplicadas al pistón durante ambas carreras. En otra forma, la fuerza de la presión de succión aplicada en la carga externa grande del pistón puede exceder de la fuerza de la presión de descarga que actúa en la superficie más pequeña, porque en ella está la biela, de la cara interna. En este caso, la biela estará en compresión todo el tiempo, cosa indeseable en las bombas de acción directa y las de potencia.

Esta técnica no está disponible para las bombas de potencia de acción sencilla. Conforme sube la presión de succión, aumenta la carga aplicada en los cojinetes, cigüeñal y otros componentes del extremo de potencia. Un diagrama del momento de flexión del cigüeñal en una bomba triplex indica que 3 psig de presión de succión imponen el mismo momento de flexión en el cigüeñal que 1 psig de presión de descarga. Entonces, para determinar la presión efectiva de descarga, sobre la base del momento de flexión del cigüeñal, se agrega 1/3 de la presión de succión a la presión de descarga.

Otro factor en una bomba de acción sencilla es el efecto de la alta presión de succión sobre los cojinetes. Si la presión de succión excede en alrededor de 3 % de la presión máxima de descarga, la biela permanece en compresión durante la carrera de succión; debido a esta carga continua de compresión, los cojinetes en ambos extremos de la biela soportan el esfuerzo continuo en la misma zona. Si se introduce aceite en cualquier cojinete por un agujero en el centro de esa zona, no podrá pasar el aceite. Hay un problema adicional en el pasador o perno de la cruceta porque el cojinete de la biela oscila en el pasador en un arco total de unos 22°.

Los sistemas de lubricación a presión no ayudan en la solución del problema porque las presiones en los cojinetes son de alrededor de 1 000 psig y los sistemas de lubricación rara vez funcionan más de 60 psig.

Cuando se han utilizado los extremos de potencia en condiciones de alta succión y cargas elevadas sin las me-

didias necesarias en su construcción, se han producido altas temperaturas y corta duración de los cojinetes en ellos. El cojinete que sufre más desgaste suele ser el del pasador de la cruceta, pero como tiene la carga en el mismo sentido en todo momento, no hay golpeteo y la bomba funciona sin ruido. Para resolver el problema de la alta presión de succión se resuelve con el cambio de lugar de los puntos para entrada de aceite o con el empleo de cojinetes especiales.

También es necesario reducir la presión máxima permisible de descarga. Si sólo hubiera la preocupación por la flexión del cigüeñal, la presión de descarga se reduciría en 1/3 de la sección. Las pruebas indican que las temperaturas en el extremo de potencia, aunque tengan los cojinetes adecuados, aumentan mucho con una alta presión de succión. Se encontró en una bomba que un aumento de 1 psi en la presión de succión equivalió en el extremo de potencia a un aumento de temperatura por un incremento de alrededor de 1.5 en la presión de descarga.

Una alta presión de succión perjudica mucho a la eficiencia mecánica. La mayoría de las bombas de potencia con pistón son de acción sencilla. Por tanto, las cargas aplicadas en el extremo de potencia no son proporcionales a la presión diferencial (descarga menos succión) como ocurriría en una bomba de doble acción, sino que son más semejantes a la suma de la presión de descarga y la presión de succión. El extremo de potencia experimenta los efectos de la plena presión de descarga de cada émbolo en la carrera de descarga y de cada émbolo en carrera de succión. También experimenta una carga casi igual a la que habría si ese émbolo estuviera descargando a la presión de succión. Este aumento en las cargas de cojinetes y en la fricción en la empaquetadura hace que aumente la pérdida por fricción. Al mismo tiempo, el aumento en la presión de succión hace que se reduzca la potencia de salida (hidráulica). Esta combinación hace que disminuya la eficiencia mecánica, a veces en forma importante.

El consumo de potencia se puede predecir con una exactitud razonable si se calcula la potencia que requeriría la bomba a la presión nominal de descarga y con succión a presión atmosférica y, luego, se resta la cantidad de potencia lograda por la bomba con la presión de succión. Se trata de determinar la eficiencia de la succión y se ha encontrado que es de 3 a 5 % menor que la eficiencia de descarga; para tener valor conservador, se resta 5 %. En el siguiente ejemplo se describe el cálculo de 10s requisitos de potencia para una alta presión de succión.

carga de 1 000 psig a 30 gpm. La bomba seleccionada es triplex de 2 x 3 con carga nominal máxima en el émbolo de 4 460 lb a 330 rpm. ¿Cuál es la eficiencia mecánica total de la bomba?

Primero, se calcula que la carga del émbolo de descarga es:

$$(\pi/4)(2^2)(1\,000) = 3\,140\text{ lb}$$

Después, se calcula cuál fracción representa esto de la carga máxima de la bomba a partir de: $3\,140/4\,000 = 0.705$. Con las curvas de la figura 14 se determina que

la eficiencia mecánica de esta bomba con esta carga es: $\eta_m = 0.89$, en el supuesto de que la empaquetadura está lubricada.

Ahora se rearregla la ecuación (2) para encontrar la potencia de entrada y se tienen en cuenta las presiones de succión y descarga. El resultado se convierte en:

$$P_i = \frac{QP_d}{1715\eta_m} - \frac{QP_s(\eta_m - 0.05)}{1715} \quad (6)$$

$$P_i = \frac{38(1,000)}{1715(0.89)} - \frac{38(500)(0.89 - 0.05)}{1715}$$

$$P_i = 24.9 - 9.3 = 15.6 \text{ hp}$$

La salida de potencia de la bomba se calcula con:

$$P_o = \frac{Q\Delta P}{1715} = \frac{38(500)}{1715} = 11.1 \text{ hp}$$

La eficiencia mecánica general con esta carga es de

$$\eta_m = \frac{P_o}{P_i} = \frac{11.1}{15.6} = 0.71$$

Entonces, una bomba que tiene una eficiencia mecánica de 89 % con una presión de succión de 0 psig y una presión de descarga de 1 000 psig, sufre una reducción de la eficiencia al 71% si se aumenta la presión de succión a 500 psig.

Aunque la eficiencia de descarga, utilizada en la ecuación (6) sea del 89 % y la eficiencia de succión del 84 %, la eficiencia total es 71%. Para evitar confusiones cuando se informe de las eficiencias de bombas que funcionan con alta presión de succión, hay que entender el fenómeno descrito y tener cuidado de señalar con claridad de cuál eficiencia se trata.

La ecuación (6) dará resultados precisos para todas las presiones de succión aunque, por lo general, no se utiliza hasta que la presión de succión exceda del 5 % de la de descarga.

Aplicaciones para pastas aguadas

La bomba reciprocante estándar no está destinada a manejar pastas aguadas. Se necesitan modificaciones en los diseños normales y, en algunos casos, diseños especiales para tener funcionamiento y duración de componentes satisfactorios.

Para tener duración adecuada de la empaquetadura y el émbolo, hay que evitar que la pasta aguada llegue a la empaquetadura. Los métodos incluyen un anillo raspador entre el material bombeado y la empaquetadura, un buje de garganta larga, inyección de líquido limpio hacia la garganta, intercalar un diafragma o pistón flotante entre el émbolo y el material y eliminación completa de las válvulas en la zona del prensaestopas. Esto último requiere una columna de líquidos entre las válvulas y el prensaestopas, que aumenta el volumen libre y la carga de aceleración dentro de la bomba.

A menudo se requieren válvulas especiales para pastas aguadas. Según sea el tipo de sólidos, pueden ser de bola, de campana, de asiento cónico con inserto de elastómero, tipo guiado con aletas con asiento de superficie reducida o de disco con asientos especiales. La construcción especial puede impedir que la pasta aguada llegue a la empaquetadura, pero no hay forma de evitar el contacto directo de las válvulas con la pasta.

Agradecimientos

El autor desea agradecer a la empresa en que trabaja su apoyo al preparar este artículo y sus departamentos de ingeniería y promoción de bombas reciprocantes que suministraron fotografías y dibujos. Además, a Gaso Pumps Inc., y a Ingersoll-Rand Co., por el suministro de dibujos e información.

Referencias

1. Chesney, A. J., Jr., *Water Injection—Pump Development*, Paper 68-PET-11, ASME, New York, 1968.
2. "Hydraulic Institute Standards," 13th ed., Hydraulic Institute, Cleveland, 1975.
3. Miller, J. E., *Experimental Investigation of Plunger Pump Suction Conditions*, Paper 64-PET-14, ASME, New York, 1964.
4. Collier, S. E., "Know Your Mud Pump-Part 5: Knocking," *World Oil*, Gulf Pub. Co., Houston, 1958/1959.

El autor



Terry L. Henshaw es gerente de investigación y desarrollo de la Union Pump Co., Battle Creek, MI 49016. Anteriormente fue gerente de la división de bombas reciprocantes en Battle Creek e ingeniero de ventas en su oficina de Houston. Antes, trabajó en Ingersoll-Rand. Ha fungido como presidente de la sección de bombas reciprocantes del Hydraulic Institute y como miembro del grupo de trabajo del API que preparó la norma API 674 para bombas reciprocantes de desplazamiento positivo. Es miembro de ASME e ingeniero profesional registrado en Texas y Michigan.

Bombas dosificadoras de diafragma

John M. Bristol, Pulsafeeder Div., Interpace Corp.

Una bomba dosificadora de diafragma es una bomba de potencia, reciprocante, que desplaza un volumen predeterminado de líquido en un tiempo especificado. Esta bomba es de desplazamiento positivo; a veces se la

llama de volumen controlado, proporcionadora o para inyección de productos químicos.

La propulsión suele ser externa, de velocidad fija o variable.

La bomba tiene un diafragma flexible, con un lado en contacto directo con el líquido de proceso; se pueden utilizar uno o más diafragmas que pueden ser planos o configurados y su impulsión puede ser hidráulica o mecánica. La bomba también tiene un mecanismo para cambiar el desplazamiento efectivo. Las bombas dosificadoras se pueden clasificar como se indica en la figura 1. En la figura 2 se muestra una bomba simplex, de control manual, con acoplamiento hidráulico.

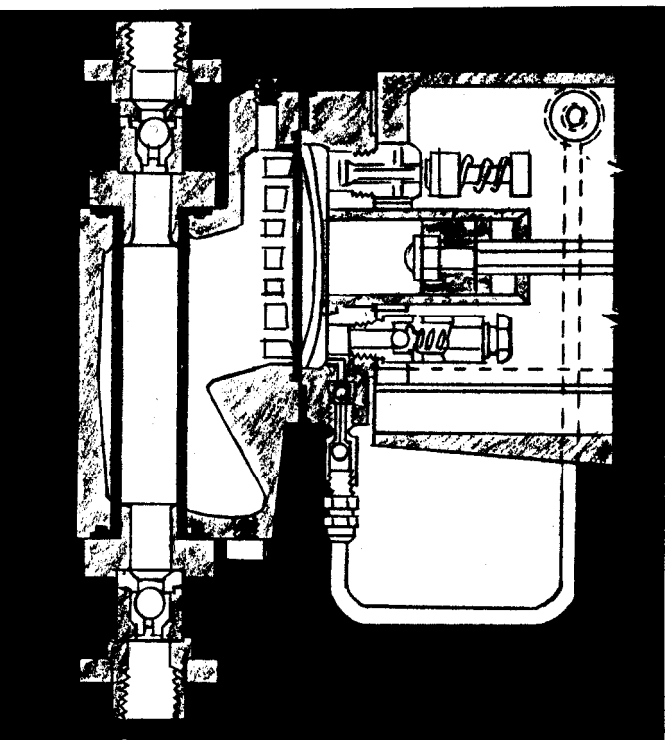
Los extremos de líquido, válvulas y mecanismo de ajuste de carrera son los principales componentes de las bombas de diafragma. Permiten que sean de cero fugas, con insensibilidad del caudal a los cambios en la presión, gran precisión de los ajustes de flujo y la posibilidad de separar la cámara de bombeo del resto de la bomba.

Extremos de líquido

Los extremos de líquido, llamados a veces cabeza para reactantes o extremo mojado incluyen todas las piezas que contienen o están en contacto en alguna forma con el líquido que se bombea.

En una bomba con diafragma de accionamiento mecánico (Fig. 3a), el extremo de líquido incluye el diafragma, cámara de desplazamiento del diafragma, válvulas de retención de succión y descarga y extremo de líquido.

En una bomba con diafragma de accionamiento hidráulico (Figs. 3b, c y d) el extremo de líquido incluye



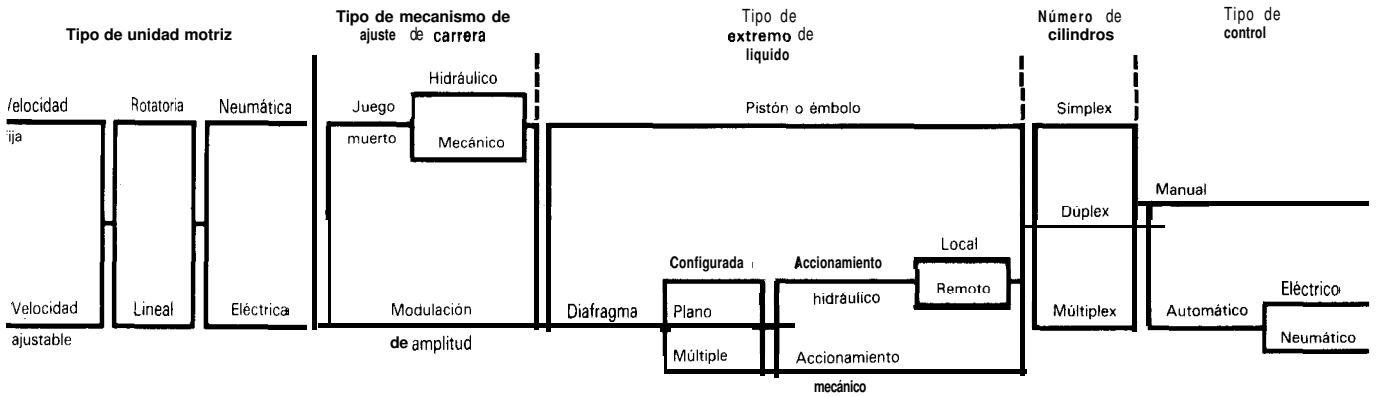


Fig. 1 La clasificación de bombas de volumen controlado incluye factores mecánicos, hidráulicos y de control

uno o más diafragmas, la cámara de desplazamiento del *diafragma*, válvulas de retención de succión y descarga, el extremo de líquido y, a veces, un líquido intermedio.

Diafragmas

Los diafragmas de accionamiento hidráulico pueden aislar y transmitir el movimiento hidráulico de un líquido a otro. Los diafragmas deben soportar flexiones máximas con esfuerzos inferiores a su límite de resistencia, sin que importe la longitud de la carrera y deben ser de suficientes espesor y densidad para que no penetre el líquido en ellos. En un diafragma con accionamiento hidráulico se producirán esfuerzos más bajos y uniformes que en uno de acoplamiento mecánico.

El diafragma doble produce una cámara intermedia llena con líquido que transmite el movimiento entre los extremos de bombeo y de potencia. El líquido intermedio debe ser compatible con los líquidos del proceso y el hidráulico. La cámara puede tener una abertura a fin de introducir una sonda para detectar una falla del diafragma.

La mayor parte de las bombas tienen diafragmas sujetos directamente en ella por el extremo de líquido. Pero, en servicios con temperaturas extremosas, con mu-

cha contaminación o con materiales explosivos, se pueden utilizar diafragmas dobles sencillos de montaje remoto (separado). Más adelante en este artículo aparece información adicional de los extremos de líquido remotos.

Los diafragmas sencillos y los primarios en las bombas de doble diafragma tienen un componente llamado placa cóncava para evitar la flexión excesiva (Fig. 3c). Algunos diafragmas (Fig. 3d) absorben la energía durante la carrera de descarga y la liberan durante la carrera de succión a fin de que la bomba tenga altura de aspiración adicional.

Válvulas

Para desahogar, compensar o purgar el sistema hidráulico, las bombas con diafragma de accionamiento hidráulico pueden incluir las siguientes válvulas (Fig. 3d):

- *Válvula de desahogo de presión.* Suele estar incluida en el sistema hidráulico. Protege la bomba y el motor contra una presión hidráulica excesiva que se podría producir si se cierra por accidente una válvula corriente abajo. También descarga el sobrante de aceite que podría entrar al sistema hidráulico, si, hay agotamiento de aceite en el sistema de succión.

- *Válvula compensadora de vacío.* A veces se incluye en el sistema hidráulico para mantener el volumen correcto

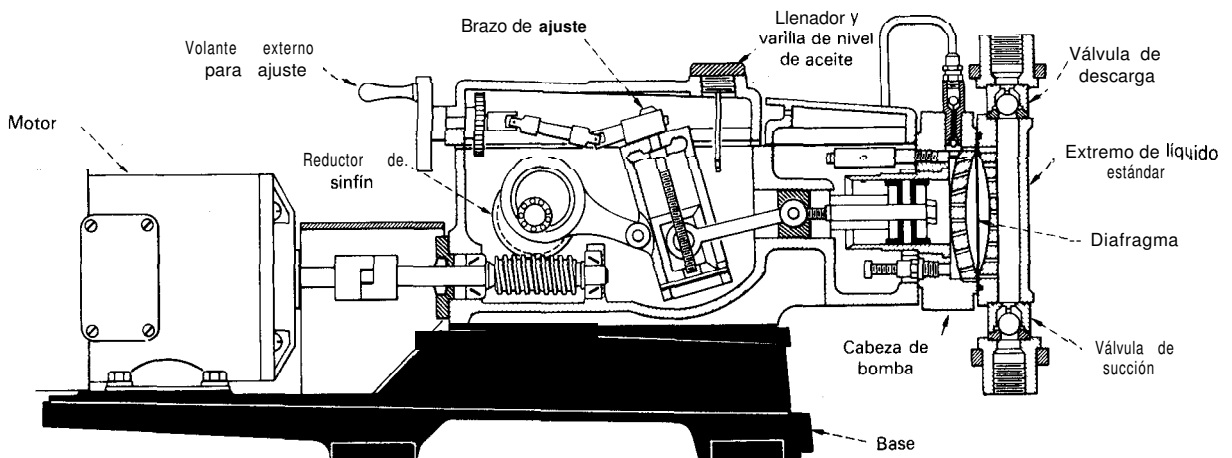


Fig. 2 La bomba de diafragma con acoplamiento hidráulico tiene acción simplex y control manual

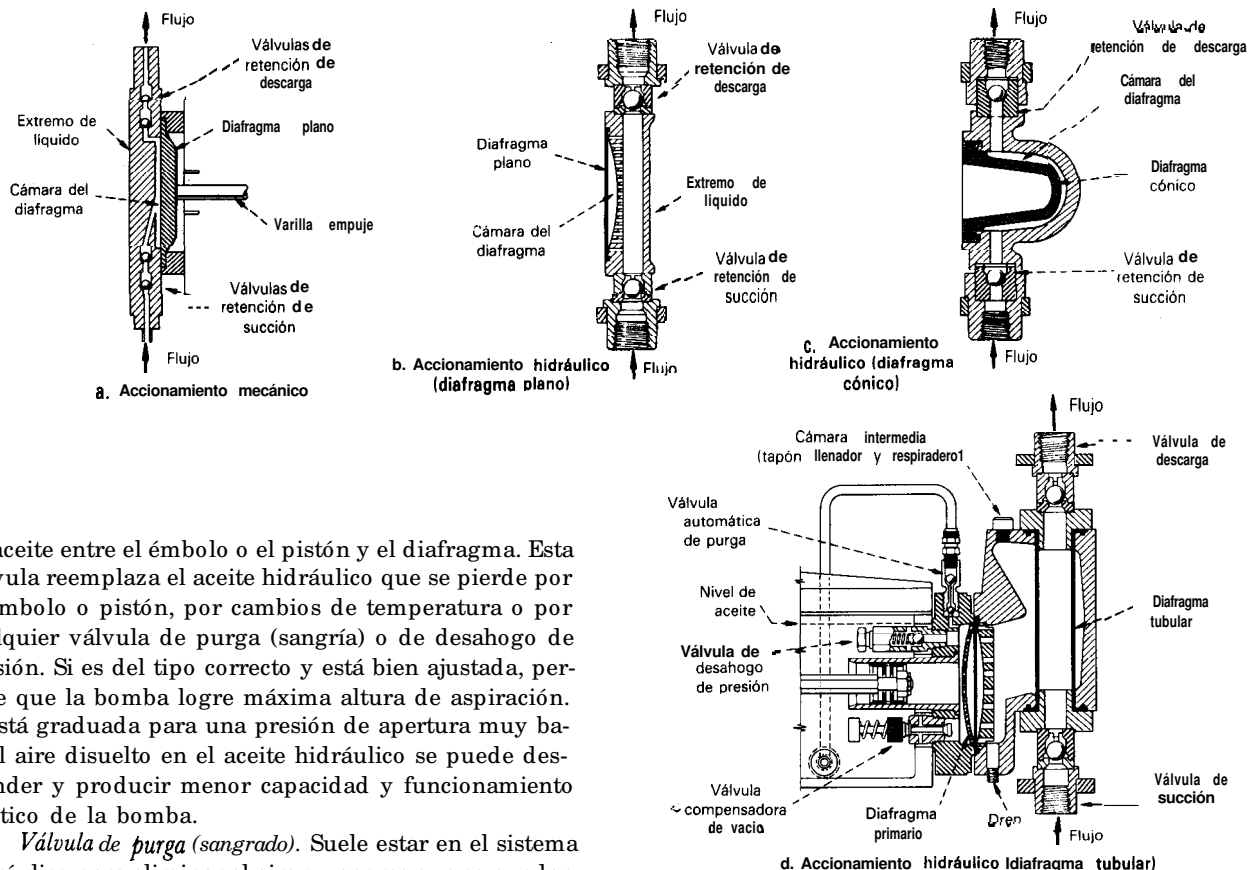


Fig. 3 Extremos de líquido para bombas de diafragma

Mecanismos para ajuste de carrera

Para variar la capacidad de las bombas dosificadoras, se cambia la longitud de la carrera del pistón. El mecanismo para ajuste puede ser: a) una manivela ajustable, b) un mecanismo de juego muerto o movimiento perdido o c) una derivación hidráulica (Fig. 5).

El flujo producido por cualquiera de estos mecanismos de ajuste de carrera es semejante a una media onda senoidal con plena carrera, para succión y descarga. Cuando se reduce el flujo con el ajustador, los flujos de succión y descarga de la bomba son los que se muestran en la figura 6. Con el mecanismo de manivela ajustable, el flujo tiene modulación de amplitud; esto minimiza las aceleraciones y deceleraciones máximas que se indican con una pendiente en la figura 6. Esto ocurre tanto en los mecanismos de la bomba y el líquido y suele ser la justificación para escoger este diseño en bombas de 1 hp o mayores. En bombas más pequeñas, se puede utilizar un mecanismo de juego muerto o una derivación hidráulica porque las masas son menores.

Las pérdidas de presión relacionadas con la aceleración del líquido en la tubería de succión pueden tener un marcado efecto en el funcionamiento de la bomba para que pueda alcanzar su capacidad. Durante la deceleración ocurren aumentos en la presión,

de aceite entre el émbolo o el pistón y el diafragma. Esta válvula reemplaza el aceite hidráulico que se pierde por el émbolo o pistón, por cambios de temperatura o por cualquier válvula de purga (sangría) o de desahogo de presión. Si es del tipo correcto y está bien ajustada, permite que la bomba logre máxima altura de aspiración. Si está graduada para una presión de apertura muy baja, el aire disuelto en el aceite hidráulico se puede desprender y producir menor capacidad y funcionamiento errático de la bomba.

■ **Válvula de purga (sangrado).** Suele estar en el sistema hidráulico para eliminar el aire o vapores que se puedan acumular. Esta válvula puede ser de accionamiento manual o automático cuando funciona la bomba. La válvula de purga de la figura 3d es automática y funciona por gravedad. Cuando la bola inferior, pequeña, se mueve entre sus asientos superior e inferior, pasa una pequeña cantidad de aceite por la válvula junto con cualquier gas acumulado.

■ **Válvulas de retención.** Se necesitan en los tubos de succión y descarga de la bomba dosificadora. Una válvula deja entrar el líquido al extremo de líquido desde el recipiente, en la carrera de succión del émbolo o pistón; la segunda válvula deja pasar el líquido del extremo de líquido al sistema de descarga durante la carrera de descarga del émbolo o pistón. Las condiciones difíciles de operación pueden, a veces, requerir el empleo de dos o más válvulas en los lados de succión y descarga del extremo de líquido. En la figura 4 se ilustran válvulas de retención típicas.

Válvula de bola (Fig. 4a). Una bola de libre movimiento o baja carga de resorte descansa sobre un asiento anular de modo que la velocidad y la presión diferencial del líquido que pasa por el asiento levante la bola, para permitir el paso en un solo sentido. La bola está guiada por las paredes del cuerpo de la válvula.

Asiento esférico (Fig. 4b). Su configuración es similar a la de la válvula de bola, excepto que el elemento de válvula no es una esfera y se guía por sí mismo en el cuerpo de la válvula.

Asiento cónico (Fig. 4c). El elemento movable es un disco y las superficies planas del disco y el asiento tienen contacto para sellamiento.

Con un ajuste de 100% de la carrera, la aceleración y velocidad máximas están desplazadas 90° entre sí, lo cual va en relación con la rotación del cigüeñal (Fig. 7). Para poder encontrar cuál es la energía necesaria para que el líquido llegue a la bomba es necesario encontrar la aceleración, a , y la velocidad, V , del líquido durante la carrera de succión y relacionarlas en vectores de componentes para producir la máxima pérdida de carga dinámica.

El movimiento del líquido en el sistema de tubería está en relación con el movimiento del pistón y éste se relaciona con la rotación del cigüeñal, como sigue:

$$V = (\text{velocidad del pistón}) (A/A_p) \quad (1)$$

$$a = (\text{aceleración del pistón}) (A/A_p) \quad (2)$$

en donde V = velocidad del líquido, ft/s y a = aceleración del líquido, ft/s, si no se tienen en cuenta la deformación y la compresibilidad.

El movimiento del muñón es una armónica simple pero el movimiento del pasador de pistón es una armónica deformada en la escala de tiempo debido a la cambiante distancia axial entre ellos. Puede ocurrir deformación adicional según sea el método utilizado para ajustar la longitud de la carrera. Por ejemplo, el ajuste del cigüeñal (Fig. 2) hace que la rotación del ciclo de descarga ocurra a unos 10° de la carrera de succión. Esto reduce la aceleración durante la parte de admisión de la carrera y reduce la parte de descarga de la carrera, en la cual hay más presión disponible para acelerar el líquido. Si se invierte la rotación del motor, se invierten esas reducciones.

La velocidad axial, ft/s del muñón (Fig. 7) es:

$$\frac{0.5l2\pi n \sin e}{12 \times 60} = \frac{ln \sin \theta}{229} \quad (3)$$

La aceleración axial, ft/s² del mismo muñón es:

$$\frac{0.5l}{12} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \cos \theta = \left(\frac{ln^2}{2,189} \right) \cos \theta \quad (4)$$

La velocidad axial aproximada, ft/s del pasador de pistón (Fig. 7) es:

$$\frac{0.5l}{12} \left[\sin \theta + \left(\frac{0.5l}{2R} \right) \sin 2\theta \right] \left(\frac{2\pi n}{60} \right) \quad (5)$$

Con $e = 77^\circ$, la velocidad es máxima o sea:

$$\frac{ln}{229} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{2R} \right)^2} \quad (6)$$

La aceleración axial aproximada, ft/s² del pasador de pistón es:

$$\frac{0.5l}{12} \left[\cos \theta + \left(\frac{0.5l}{R} \right) \cos 2\theta \right] \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \quad (7)$$

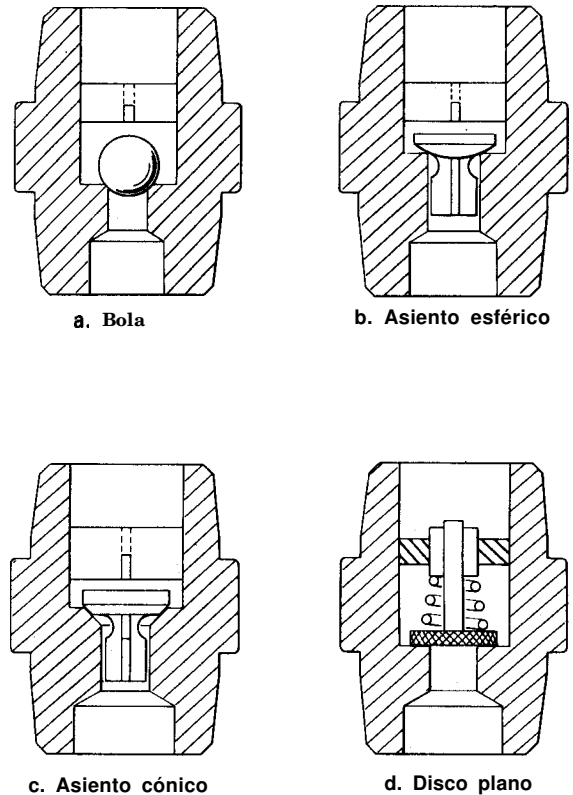


Fig. 4 Válvulas de retención de tubos de succión y descarga de bombas dosificadoras

Notación

A	Superficie seccional del cilindro, ft ²
A_p	Superficie seccional del tubo, ft ²
a	Aceleración, ft/s ²
C_p	Viscosidad, centipoises
D	Diámetro del cilindro, in
D_p	Diámetro del tubo, in
g	Constante de la gravedad, 32.2 ft/s ²
h_a	Carga de aceleración del sistema
h_f	Pérdidas por fricción en el sistema
L	Longitud de carrera, ft
L_p	Longitud de tubo de succión, ft
l	Longitud de carrera, in
M	Masa del líquido en el tubo de succión, lb
$\dot{M}$	Flujo de masa, lb/min
N	Velocidad del cigüeñal, rps
n	Velocidad del cigüeñal, rpm
P_1	Presión, lb/ft ²
P_2	Presión, lb/ft ²
P_3	Presión, psi
ΔP	Presión diferencial ($P_1 - P_2$), psi
Q	Caudal volumétrico, ft ³ /min
R	Longitud de la biela, in
$Sp. Gr.$	Densidad relativa del líquido
V	Velocidad, ft/s
V_p	Velocidad máxima, ft/s
η	Eficiencia
η_H	Eficiencia hidráulica
ρ	Densidad del líquido, lb/ft ³

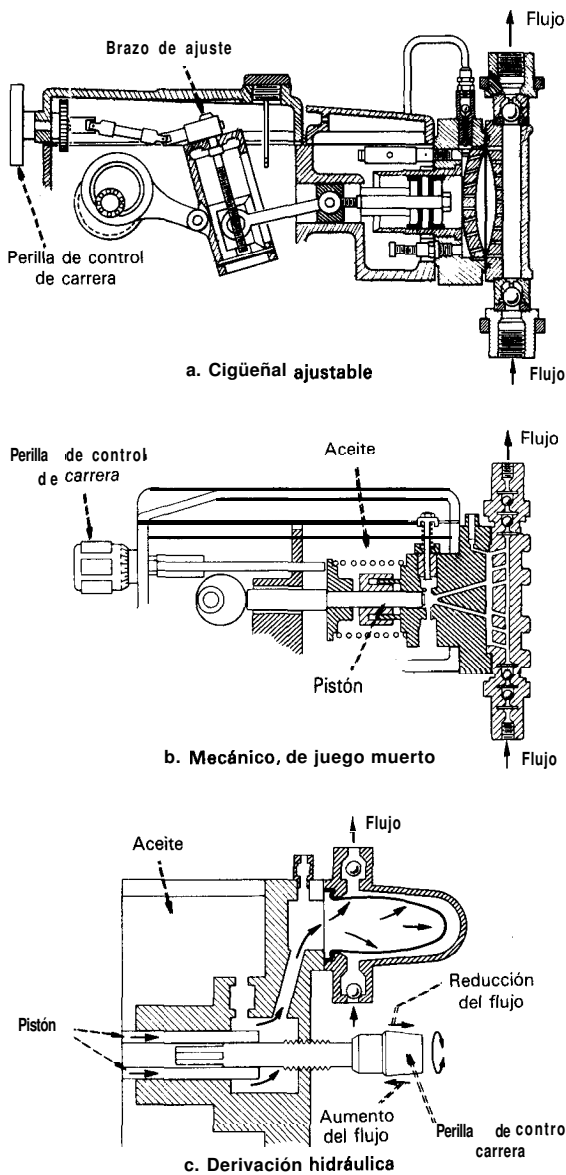


Fig. 5 Los mecanismos de control de carrera varían la capacidad de la bomba

Con $\theta = 0^\circ$, la aceleración es máxima 0 sea:

$$\frac{\ln^2}{2 \cdot 189} \left(1 + \frac{l}{2R} \right) \quad (8)$$

Estas ecuaciones están trazadas en la figura 7 para una bomba que funcione a 100 rpm con una longitud l de carrera de 3 in y una longitud R de la biela de 6 in.

Los datos de la figura 7 son importantes para el diseñador y el usuario de bombas porque la velocidad y la aceleración del pistón también se aplican al líquido que se bombea, como se indica en las ecuaciones (1) y (2). Cuando la aceleración, la velocidad o ambas se vuelven excesivas, el líquido se vaporizará o se desprenderán algunos gases disueltos y la bomba no se llenará en la carrera de succión. Con diafragma de accionamiento hi-

dráulico, el líquido que se vaporice puede ser el que se bombea o el aceite hidráulico.

Aunque las velocidades del muñón y del pasador de pistón (Fig. 7) difieren sólo en 3 %, la diferencia en aceleración es del 25%. En este ejemplo se utilizó un cigüeñal simplificado, sin mecanismo de control de carrera, pues éste aumentaría más la diferencia entre las aceleraciones.

Criterios para selección

Las bombas dosificadoras de diafragma se seleccionan para aplicaciones en donde se necesitan las siguientes características:

- Hay que evitar las fugas o la contaminación cruzada entre el líquido que se bombea y otros fluidos.
- El flujo no se debe alterar con las variaciones en la presión de descarga.
- Se requiere gran exactitud para controlar la capacidad de salida.
- La cámara de bombeo debe estar separada del resto de la bomba.

Fugas

La ausencia de fugas y de contaminación cruzada son importantes cuando se bombean líquidos que son puros, estériles, tóxicos, carcinógenos, radiactivos, con fórmulas precisas, corrosivos, inflamables, piróforos, explosivos, oxidantes o hidrorreactivos. Con estos materiales en las bombas con sellos mecánicos hay la posibilidad y muchas veces se necesitan fugas o escurrimiento para lubricar el sello. Las fugas requeridas por los sellos dinámicos se pueden evitar que con el empleo de bombas "enlatadas" con propulsión magnética y de diafragma reciprocante.

Rigidez

El flujo promedio debe permanecer constante cuando cambia la presión en el sistema. En la figura 8 se indica cómo varía la capacidad de las bombas centrífugas, rotatorias y reciprocantes típicas en contra de una curva dada de carga del sistema. Cuando cambia la carga del sistema, habrá un cambio en la capacidad de la bomba. Por ejemplo, una bomba para 10 gpm que puede descargar a 100 psi, podría tener los siguientes cambios en la capacidad con un cambio de 10 psi en la presión de descarga:

Tipo de bomba	Cantidad de cambio
Reciprocante	0.01 gpm con 10 psi
Rotatoria	0.3 gpm con 10 psi
Centrífuga	3 gpm con 10 psi

Estos datos indican que la bomba reciprocante es la más "rígida", es decir tiene mínima susceptibilidad a los cambios en la capacidad cuando varía la presión de descarga. La razón principal es que la fuga por las válvulas de retención y sellos de émbolos en las bombas reciprocantes es más o menos baja.

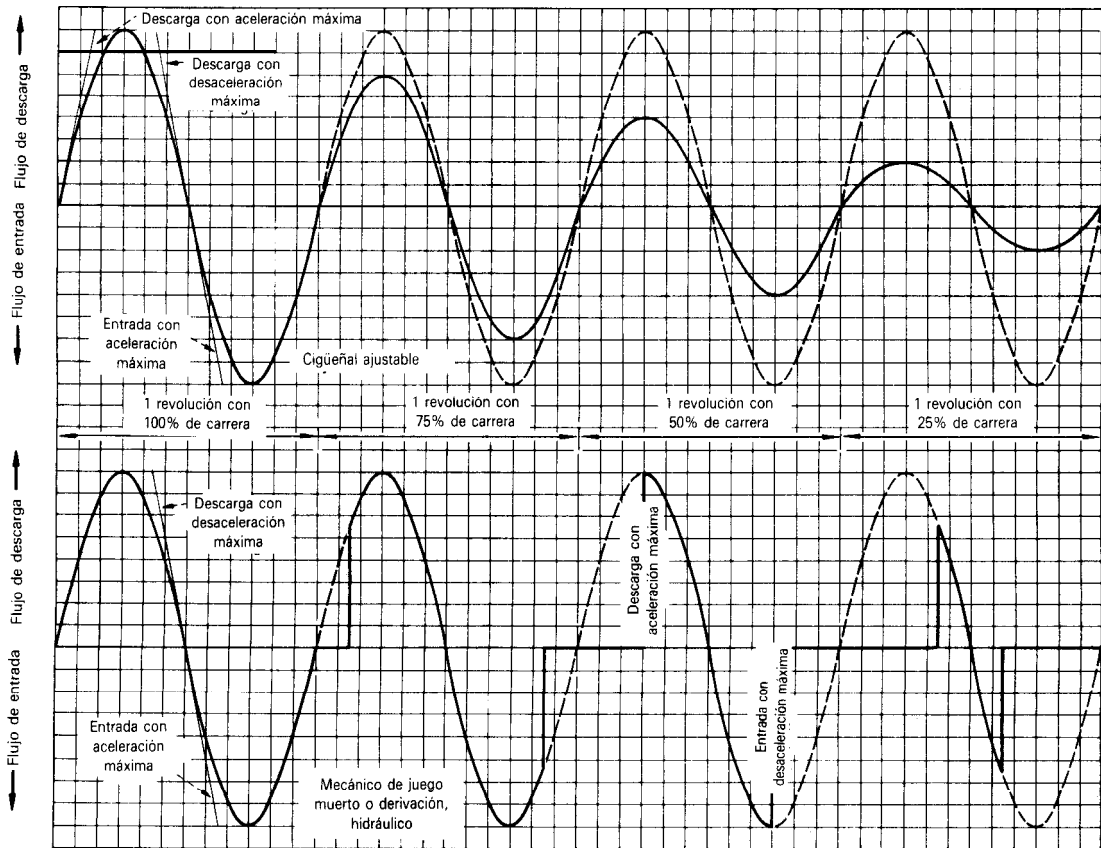


Fig. 6 Flujo como función del tiempo de los mecanismos de ajuste de carrera de las bombas de diafragma

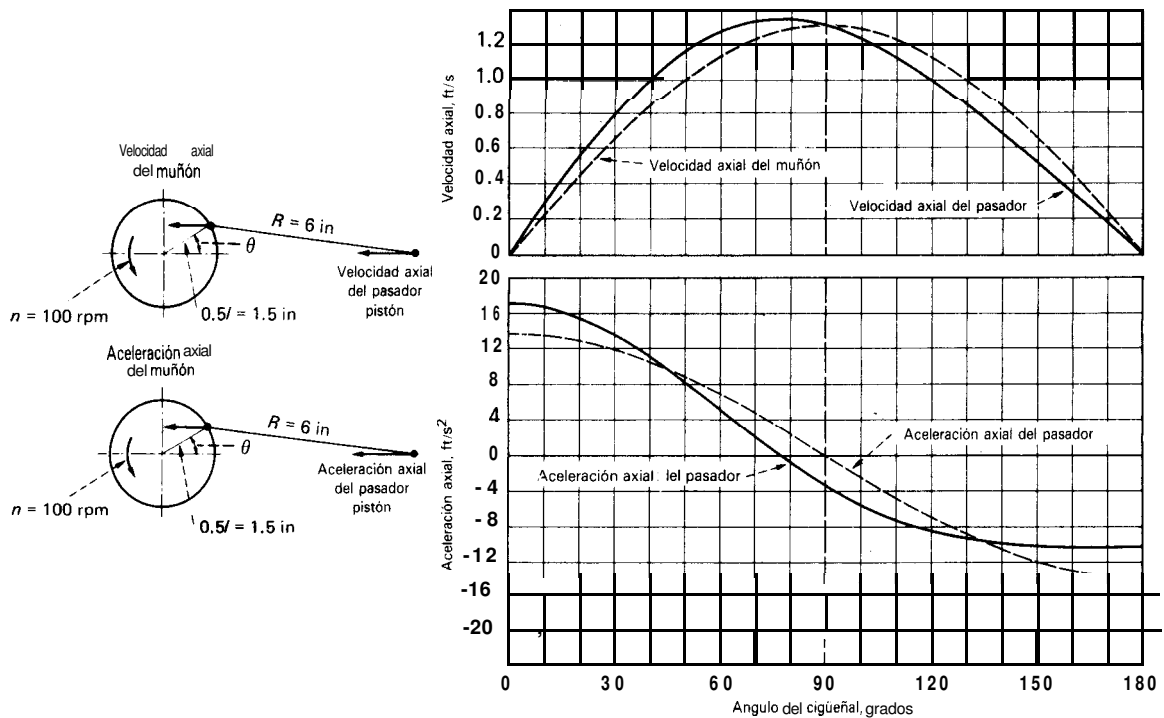


Fig. 7 Velocidad y aceleración de un pasador de pistón y un muñón en un cigüeñal sencillo

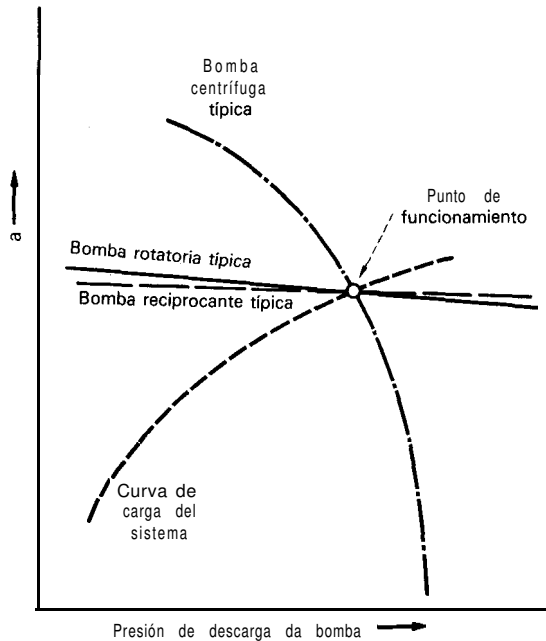


Fig. 8 Sensibilidad a los cambios en la capacidad en diferentes tipos de bombas

Exactitud

La tercera razón para seleccionar una bomba dosificadora de diafragma es la facilidad con la cual se puede ajustar la capacidad con exactitud para las condiciones requeridas, como se indica en la figura 9. Se verá que la curva característica no pasa por el cero.

La relación de reducción, linealidad, exactitud en estado estable y repetibilidad del flujo son lo que constituye la exactitud total de la bomba. Ahora se definirán estos términos.

Relación de reducción es la capacidad nominal dividida entre la capacidad mínima que se puede obtener mientras se mantienen las especificaciones de repetibilidad de flujo, exactitud en estado estable y linealidad. Un valor típico es de 10:1.

Linealidad es la desviación máxima de la línea recta ideal que se puede trazar a través de los puntos trazados para pruebas de calibración y que describen la variación en el flujo según la graduación para capacidad. Esta desviación se expresa como porcentaje de la capacidad nominal y un valor típico es de $\pm 1\%$.

Exactitud en estado estable es la variación en el flujo expresada como variación de la capacidad nominal en condiciones fijas del sistema. Dicha exactitud se aplica en todas las relaciones de reducción y un valor típico es de $\pm 1\%$. En algunas especificaciones se define como un porcentaje del flujo medio entregado, en vez de la capacidad nominal.

Repetibilidad del flujo, expresada como porcentaje de la capacidad nominal describe la reproducibilidad del gasto de una bomba en condiciones determinadas cuando se varía la graduación de capacidad y luego se vuelve al valor de referencia que se prueba. El valor típico es de $\pm 1\%$.

Cuando se aplican estas definiciones a cualquier bomba dosificadora se debe tener en cuenta la diferencia entre las exactitudes expresadas como porcentaje de la capacidad nominal (plena escala) y el posible error absoluto. En la tabla I se presenta una comparación con el empleo de los datos de la figura 9. Se verá que la última línea de la tabla I no está dentro de la relación de reducción de 10:1. Por ejemplo, con el 3% de la carrera nominal, una bomba cuya exactitud es de $27.3 \text{ cm}^3/\text{min}$ entrega $2 \text{ cm}^3/\text{min}$. No hay certeza de si la bomba está entregando cero o $29.3 \text{ cm}^3/\text{min}$. Por ello, no es posible operar una sola bomba dosificadora en una gama ilimitada de ajuste de carrera tal como 1 000:1 ni siquiera 100:1 y mantener buena exactitud. Para obtener una alta relación de reducción, hay que sumar el ajuste de la velocidad de la carrera al ajuste de la longitud de carrera o bien dividir la gama de flujo entre dos o más bombas de diferente tamaño o hacer ambas cosas.

Ahora se examinarán las fuentes de errores que existen en las bombas dosificadoras de diafragma y se hará sobre la base del volumen de flujo de masa, M , porque el parámetro importante en la mayoría de las aplicaciones es la masa y no el volumen. El volumen de flujo de masa efectivo es:

$$M = \rho A L \eta_H \quad (9)$$

en donde η_H , la eficiencia hidráulica, está compuesta por las pérdidas debidas a 1) la compresibilidad del líquido dosificado y del aceite hidráulico si se utiliza para accionar el diafragma, 2) la deformación de la cámara de bombeo cuando tiene presión y 3) las fugas por los sellos dinámicos, válvulas de retención, válvulas de desahogo, válvulas compensadoras de vacío y válvulas automáticas para purga, así como el flujo inverso en las válvulas de retención.

El error medio en el flujo de masa es:

$$\frac{\Delta \dot{M}}{\dot{M}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{\Delta A}{A}\right)^2 + \left(\frac{\Delta L}{L}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \eta_H}{\eta_H}\right)^2} \quad (10)$$

A continuación se comentará cada uno de los términos de la ecuación (10) para ver la forma de controlarlo y minimizar el error. Esto permitirá seleccionar la bomba idónea para la aplicación.

Densidad

Para controlar el cambio en la densidad, $\Delta \rho$, se mantienen constantes la temperatura, presión y contenido de gases del líquido bombeado y del aceite hidráulico, si se utiliza. Para eliminar este error reproducible se calibra la bomba mediante un diseño cuidadoso de la bomba y tubería.

En casi todos los sistemas hidráulicos se succiona algo de aire o gas que se mezcla con el aceite. El aceite se satura con el aire o gas y puede tener volúmenes aprecia-

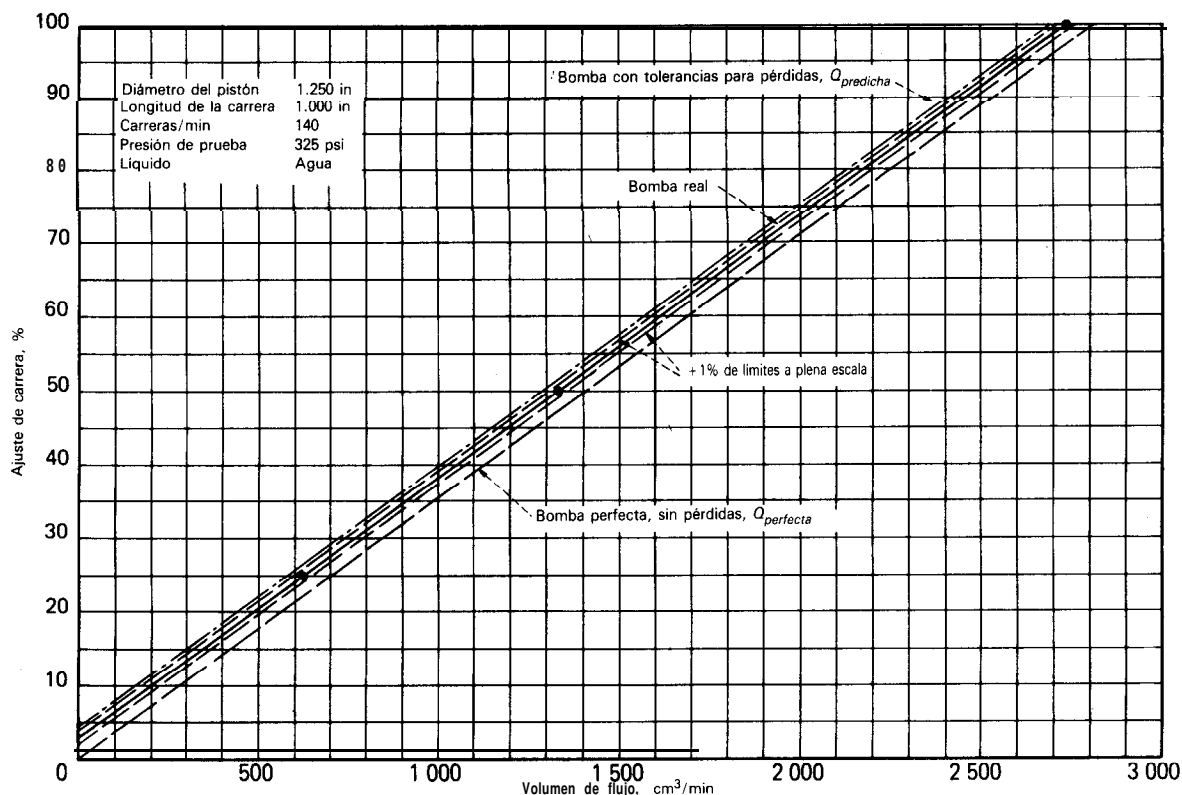


Fig. 9 La curva de calibración de la bomba indica la respuesta del flujo a un cambio en la carrera

bles de burbujas de gas y su efecto es mayor si el líquido tiene tendencia a formar espuma. Las burbujas siempre ocasionarán problemas. Si el arrastre de aire es grande, puede ser necesario desaerear el aceite y el líquido bombeado.

Con bajas presiones, hasta una burbuja pequeña aumentará mucho la compresibilidad de un volumen considerable de líquido. Cuando aumenta la presión o se reduce la temperatura, gran parte del aire se disolverá en el líquido. Durante la carrera de succión, la presión en la cámara de bombeo es más baja. Este es el momento clave para liberar el gas del líquido bombeado pues puede alterar seriamente la precisión de la dosificación. Para evitarlo, se necesita:

1. Instalar la tubería de modo que no haya bolsas de gases.
2. Desaerear el líquido bombeado.
3. Seleccionar una bomba que no tenga cavidades donde se puedan acumular los gases.
4. Evitar condiciones de temperatura, presión y flujo que puedan facilitar la liberación de los gases disueltos.
5. Minimizar los volúmenes muertos en la cámara de bombeo y en las válvulas.
6. Proveer un sistema de purga para eliminar el aire.

Superficie del émbolo

El cambio en la superficie del émbolo, ΔA , ocasionado por el desgaste influye en la exactitud de la dosificación. El cambio es insignificante salvo que el émbolo sea muy pequeño, digamos de 0.125 in de diámetro. En este ta-

maño, un desgaste de 0.001 in en el diámetro cambiará la capacidad en 1.6 %, sin considerar las pérdidas por fugas. El reemplazo de un émbolo gastado también introduce errores debido a las tolerancias de manufactura y se requiere volver a calibrar la bomba.

Para minimizar este error, se deben utilizar pistones de mayor diámetro que estén bien lubricados y tengan buenas propiedades de resistencia al desgaste de sellos y se deben proveer materiales resistentes al desgaste para los diámetros que requieren más control en los émbolos. Esto implica la selección de una bomba que tenga carrera lenta.

Longitud de la carrera

El cambio en la longitud de la carrera, ΔL , influye en la exactitud de la dosificación debido al juego muerto en las uniones, flexiones y deformaciones por la carga, por un pequeño ajuste y el espesor de la película de lubricante. Las piezas bien ajustadas, diseñadas para alta rigidez producirán errores muy pequeños. Cuanto más larga sea la carrera, mejor será la resolución. Sin embargo, no se puede confiar en los ajustes de la carrera como indicadores de la exactitud de ella. Las holguras totales de 0.010 in en un mecanismo de 10 piezas para ajuste de carrera producirán un error de 1 % en una carrera de 1.000 in de longitud. Un ajuste de carrera de 1 000 aumentos implica una exactitud de $\pm 0.05\%$, que es 20 veces más precisa que el juego muerto debido a la holgura.

Muchas bombas dosificadoras son de control automático. Esto introduce un error adicional en la longitud de

la carrera debido a los sistemas de retroalimentación, las excéntricas y también produce ruido, fricción y falta de linealidad. Es casi seguro que este error en los sistemas electrónicos, neumáticos e hidráulicos agregará un error de, cuando menos, $\pm 0.5\%$. Los sistemas electrónicos digitales pueden representar un mejoramiento en este aspecto.

Velocidad de la carrera

El cambio en la velocidad de la carrera, S_n , como causa de errores en la dosificación se puede considerar como relacionado con las velocidades del propulsor. Aunque la mayor parte de las bombas dosificadoras tienen motores de inducción monofásicos o trifásicos, algunas tienen motores Diesel o de gasolina, motores sincrónicos, motores neumáticos o hidráulicos, motores lineales y solenoides. Salvo el motor sincrónico todos los demás tienen velocidades que dependen, hasta cierto grado, de la carga. La velocidad de los motores eléctricos varía con los cambios en el voltaje y frecuencia de la corriente.

En la tabla II se indica la variación de un motor de inducción típico de $\frac{1}{2}$ hp con arranque por capacitor según sea la longitud de la carrera, el voltaje y la frecuencia. El motor para esta aplicación es 16% más grande para que no se dañe cuando la bomba funcione a la presión de la válvula de desahogo.

Para reducir el error en la velocidad de carrera se pueden emplear motores sincrónicos o de mayor tamaño. Como se indica en la tabla II no hay error detectable entre 0 y 50% de carrera. Por supuesto el error aumentaría si se permitiera la variación en la presión, voltaje y frecuencia.

Eficiencia hidráulica

El cambio en la eficiencia hidráulica, $\Delta\eta_H$, es el último término de la ecuación (10) que influye en la exactitud de la dosificación. Una η_H elevada indica que la bomba fue diseñada y fabricada con normas estrictas. La compresibilidad, la deformación y las fugas son los factores que alteran la eficiencia hidráulica y se hará un breve examen de cada uno:

■ La compresibilidad ocurre en el líquido dosificado y en el aceite hidráulico que acciona el diafragma. El error debido a la compresibilidad se puede medir y como es reproducible si se mantienen constantes la temperatura y la presión, se puede aplicar un factor de corrección. Este error se puede limitar con un diseño cuidadoso que minimice el volumen muerto en la cámara de bombeo. Este sistema también ayuda a la rapidez con la cual se puede cebar la bomba.

■ La deformación es la medida del cambio en el volumen de la cámara de bombeo con respecto a la presión. Es el estiramiento elástico que ocurre en la estructura. En las bombas con diafragma mecánico, puede ser grande y, a veces, no lineal con relación a los cambios en la presión. En las bombas con diafragma de accionamiento hidráulico, el error por deformación puede volverse reproducible y lineal respecto a la presión y también en este caso se puede aplicar un factor de corrección. La defor-

Tabla I Exactitud y error absoluto en bombas dosificadoras

Carrera, %	Flujo principal, cm^3/min	Error típico a capacidad nominal con relación de carga de 10:1, %	Error absoluto, cm^3/min	Error absoluto, %
100	2 735	± 1	± 27.3	± 1.0
50	1 325	± 1	± 27.3	± 2.1
25	620	± 1	± 27.3	± 4.4
10	200	± 1	± 27.3	± 13.7
3	2	± 1	± 27.3	± 1.367

mación se vuelve importante cuando la carrera de la bomba es corta, por ejemplo $\frac{1}{4}$ in y la presión de descarga es alta, digamos 1 000 psi. Hay disponibles bombas que minimizan los efectos del error por deformación.

■ Las fugas del líquido bombeado y el aceite hidráulico también introducen errores e incluyen las fugas y flujo inverso del líquido por las válvulas de retención; en los diafragmas hidráulicos, incluyen las fugas por los sellos dinámicos, válvulas de desahogo, válvulas compensadoras de vacío y válvulas automáticas de purga.

No deben existir fugas por los sellos estáticos que se puedan ver o localizar con una prueba de burbujas a la presión de funcionamiento. Las fugas son función de la viscosidad, velocidad de carrera, presión y temperatura.

La experiencia es la base para seleccionar válvulas de retención para el control de fugas. Cuando esta válvula está cerrada, es indispensable que forme un sello hermético a prueba de burbujas. El desgaste, la corrosión y los sólidos atrapados tendrán poco efecto en el funcionamiento de la válvula durante meses o años de servicio, si se selecciona la válvula más adecuada para el servicio.

La selección incorrecta puede producir grandes errores. Los materiales más difíciles son los que se bombean a alta presión y las pastas aguadas corrosivas y abrasivas a altas temperaturas. Las velocidades en la válvula se deben mantener lo bastante altas de modo que impidan la sedimentación de sólidos. A bajas velocidades, se pueden acumular sólidos en las cavidades de la bomba que ocasionarán mal funcionamiento. Quizá no se puedan emplear asientos de elastómero o válvulas de disco que tengan buena resistencia al desgaste cuando se manejan abrasivos, debido a las temperaturas, presión y corrosión.

La configuración de la válvula de retención debe permitir apertura y cierre positivos y rápidos; se pueden lograr con válvulas del tamaño, tipo de guía, alzada, fricción y flotabilidad necesarias. La apertura y cierre lentos

Tabla II Variación en la velocidad en motor de inducción con arranque por capacitor

Longitud de carrera, %	100	50	20	0
Velocidad, rpm	1 760	1 770	1 780	1 780

Entre 50% y 100% de la longitud de la carrera, el error es de $\pm 1.1\%$. El motor es de $\frac{1}{2}$ hp y trabaja con voltaje y frecuencia constantes e impulsa una bomba que funciona con presión constante.

producirán grandes errores en la dosificación porque el líquido pasará en sentido inverso por la válvula mientras está cerrado. Por lo general, 1) el aumento de la viscosidad por baja temperatura del líquido bombeado y una carrera reducida hacen más lento el cierre de la válvula de retención y 2) una fuerte carga de resorte, baja presión de bombeo y el peso excesivo del elemento móvil de la válvula de retención producen cierre rápido y positivo.

En una instalación en la cual se emplea la válvula de retención con fuerte carga de resorte ocurrirán problemas porque la bomba requerirá una presión de succión más elevada que la disponible en el sistema. Una bomba de carrera lenta puede costar mucho más que una de carrera rápida pero tendrá mayor duración.

Una ecuación simplificada

Ya se han comentado todos los elementos que contribuyen a las inexactitudes en el flujo de masa. Hay una simplificación aplicable a bombas dosificadoras de diafragma, que funcionen con un líquido de propiedades de compresibilidad similares a las del agua. Se trata de:

$$\dot{M} = \rho A L n (0.99 - k P_3) \quad (11)$$

en donde P_3 es la presión de descarga de la bomba, psi. La constante 0.99 es para incluir las tolerancias de manufactura y k es para compensar las demás pérdidas y equivale a 1% de pérdida por cada 100 psi. La ecuación (11) también se puede escribir:

$$\dot{M} = A L n (0.99 - 0.0001 P_3)$$

La ecuación (11) se puede escribir sobre la base del gasto volumétrico como:

$$Q = A L n (0.99 - 0.0001 P_3) \quad (12)$$

Para una bomba perfecta:

$$Q_{perfecta} = A L n \quad (13)$$

Al aplicar la ecuación (13) a los datos de la bomba de la figura 9, se encuentra:

$$Q_{perfecta} = (\pi/4) (1.25)^2 (1) (140) (16.387) \quad (14)$$

$$Q_{perfecta} = 2\,815 \text{ cm}^3/\text{min} \quad (15)$$

Ahora, al aplicar las tolerancias y utilizar la ecuación (12):

$$Q_{predicha} = 2\,815 [0.99 - 0.0001 (325)] \quad (16)$$

$$Q_{predicha} = 2\,695 \text{ cm}^3/\text{min} \quad (17)$$

Los gastos que se acaban de calcular están trazados en la figura 9 junto con los gastos de otros ajustes de carrera. Los resultados en una prueba real de una bomba quedan entre los gastos de la bomba perfecta y los de la bomba predicha.

Funcionamiento remoto (a distancia)

En una bomba dosificadora de diafragma es posible tener la cámara de bombeo en un lugar distante. Esta necesidad puede surgir cuando se trabaja con temperaturas muy altas o muy bajas o se manejan líquidos radiactivos, estériles o peligrosos, gases licuados y metales líquidos.

Los productos a temperaturas menores a 40°F y mayores de 180°F, en casi todos los casos, ocasionan condiciones difíciles de funcionamiento en las bombas con diafragma hidráulico. El aceite hidráulico se puede volver muy viscoso a bajas temperaturas y descomponerse a altas temperaturas.

Para operar esas bombas sin problemas con temperaturas extremas y en aplicaciones para productos peligrosos, se pueden seleccionar diversas combinaciones de válvulas y extremos de líquido para que funcionen remotos (a distancia) de la caja de engranes y el pistón dosificador de la bomba, como los ilustrados en la figura 10.

Se recomienda una válvula de retención montada a cierta distancia del extremo de líquido (Fig. 10a) para temperaturas superiores a 180°F y hasta de 1 600°F. Las válvulas pueden retener los productos a altas temperaturas y mantener una gradiente para aislar el diafragma y el líquido hidráulico. Se pueden manejar líquidos que no se vuelvan demasiado viscosos o se congelen a temperatura ambiente.

Este sistema también es útil para líquidos que tienen gases disueltos o arrastrados. El líquido retenido en el tubo de conexión entre las válvulas remotas y el diafragma del extremo de líquido, está sometido a pulsaciones alternativas, pero no recircula. Como resultado, los gases disueltos o arrastrados se disocian y elevan hasta las válvulas y dejan una pierna de transferencia de líquido no compresible.

Si el extremo de líquido (Fig. 10b) está colocado entre la bomba y las válvulas de retención puede manejar productos a temperaturas hasta de 275°F. Esto aumenta la variedad de líquidos que se pueden bombear y que se solidificarían a temperaturas bajas.

En la figura 10c se ilustran el extremo de líquido con diafragma sencillo y válvulas para aislar el producto de la bomba. Este conjunto tiene capacidad para temperatura máxima de 150°F con diafragma de plástico o de 275°F con diafragma metálico y con aceite hidráulico normal. Con un aceite especial se puede emplear hasta 500°F.

Los extremos de líquido colocados a distancia a menudo se sumergen en un recipiente con producto caliente; pueden tener conductos internos para circular vapor o líquido para transferencia de calor o pueden tener aislamiento para mantener la temperatura correcta. Este extremo se puede utilizar para aplicaciones a bajas temperaturas, como el bombeo de gases licuados. El extremo remoto se puede colocar detrás de una barrera, dentro de una celda para pruebas e incluso dentro de un auto-clave.

Para aislar el producto y utilizar un fluido para transferencia que sea compatible, se puede utilizar la disposición de la figura 10d. El extremo de líquido remoto es

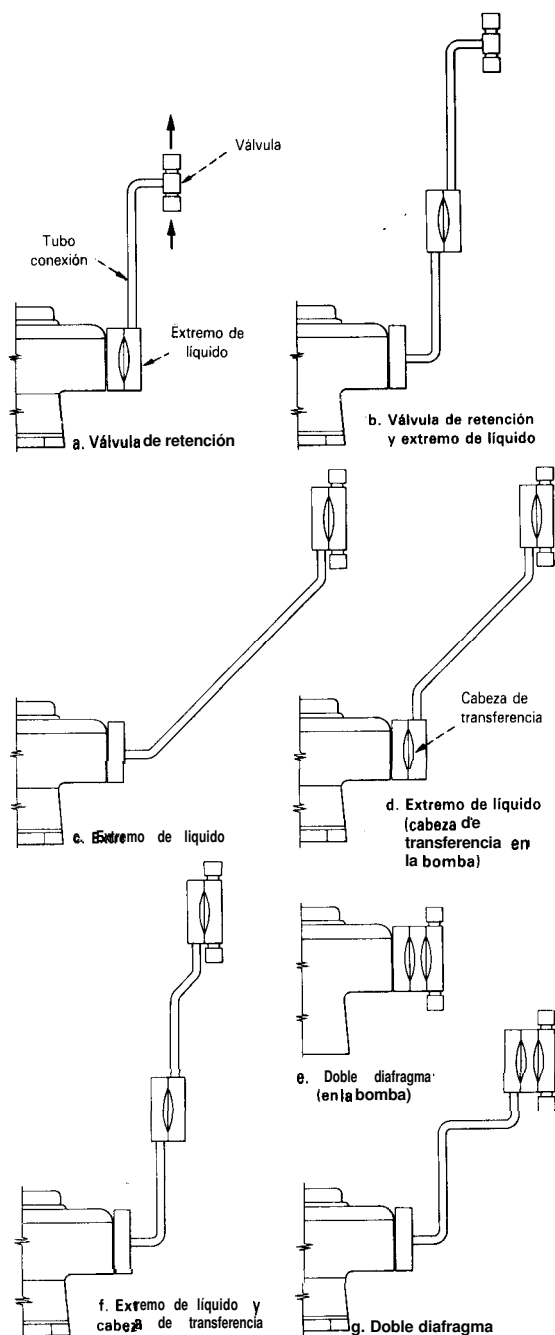


Fig. 10 Válvula y extremo de líquido remotos para temperaturas extremas

similar al de la figura 10c pero la cabeza de transferencia está montada en la caja de engranes. Esto permite usar diversos líquidos dentro del sistema de transferencia hidráulica entre el extremo remoto y la cabeza de transferencia. Con este diseño se puede trabajar con temperaturas desde -185°F hasta $+800^{\circ}\text{F}$. Si se combina el sistema de la figura 10d con las válvulas remotas de la figura 10a, la temperatura máxima puede ser hasta de 1600°F . Una aplicación es la dosificación de cloro líquido a -30°F con el empleo intermedio de transferencia que sea un hidrocarburo halogenado que no reaccione con el cloro u otro líquido de proceso.

En la construcción de doble diafragma (Fig. 10e) se utilizan: 1) un diafragma para aislar el líquido que se bombea, 2) una cabeza intermedia que contiene un líquido inerte para el producto químico que se bombea o que no contamine el proceso y 3) un diafragma de transferencia para aislar el líquido hidráulico.

Este conjunto está destinado a manejar productos estériles en la industria farmacéutica. El líquido de transferencia entre los diafragmas suele ser agua. Antes y después de cada corrida de dosificación, se esteriliza todo el conjunto con vapor. Otras aplicaciones son para bombeo de productos que reaccionan en forma violenta con el aceite hidráulico o a los cuales hay que retener en caso de rotura del diafragma.

El conjunto de la figura 10f es casi igual al de la figura 10d, excepto que la cabeza de transferencia está entre la bomba y el extremo de líquido remoto. Se pueden mantener temperaturas continuas hasta 275°F con diafragma metálico o de 150°F con diafragma de plástico en la cabeza de transferencia, lo cual permite el empleo de un líquido para transferencia que se podría solidificar o volver demasiado viscoso a bajas temperaturas. Este sistema se destinó originalmente para manejar líquidos radiactivos con extremo de líquido soldado, el cual se coloca dentro de un blindaje para no dejar pasar la radiación. La cabeza aislante intermedia es una zona de mediana seguridad y la bomba se encuentra en la plataforma de operación.

Para aplicaciones de bombeo de líquidos piróforos o de explosivos, el conjunto de doble diafragma (Fig. 10e) se instala como cabeza remota (Fig. 10g). El extremo remoto se monta dentro de una celda o un cuarto blindado y se mantiene caliente para que el producto siga fluido. Se puede trabajar a temperaturas hasta de 500°F . Con este sistema se ha manejado trinitrotolueno.

Fluidos para transferencia de calor

Cuando se necesitan extremos para líquido remotos, hay que tener especial cuidado con el tipo de fluido utilizado para transferir la acción del pistón de la bomba al diafragma.

En todas las unidades de diafragma sencillo es necesario utilizar un producto compatible con el lubricante para engranes. Algunos aceites hidráulicos de máxima calidad tienen la lubricidad necesaria para utilizarlos en los engranes y cojinetes para la transferencia hidráulica, y se pueden utilizar a temperaturas hasta de 500°F .

En las unidades de doble diafragma se puede utilizar cualquier producto que sea estable en las condiciones de funcionamiento; por ejemplo, para bajas temperaturas, alcoholes, benceno y ciclohexano y para altas temperaturas aceites de petróleo y sintéticos, siliconas, aceites de fluorocarbonos, polibutanos, polifenoles y aleaciones eutécticas.

Carga neta positiva de succión requerida

La carga neta positiva de succión requerida $(NPSH)_R$, es la presión total de succión, superior a la presión de vapor, para que la bomba tenga exactitud satisfacto-

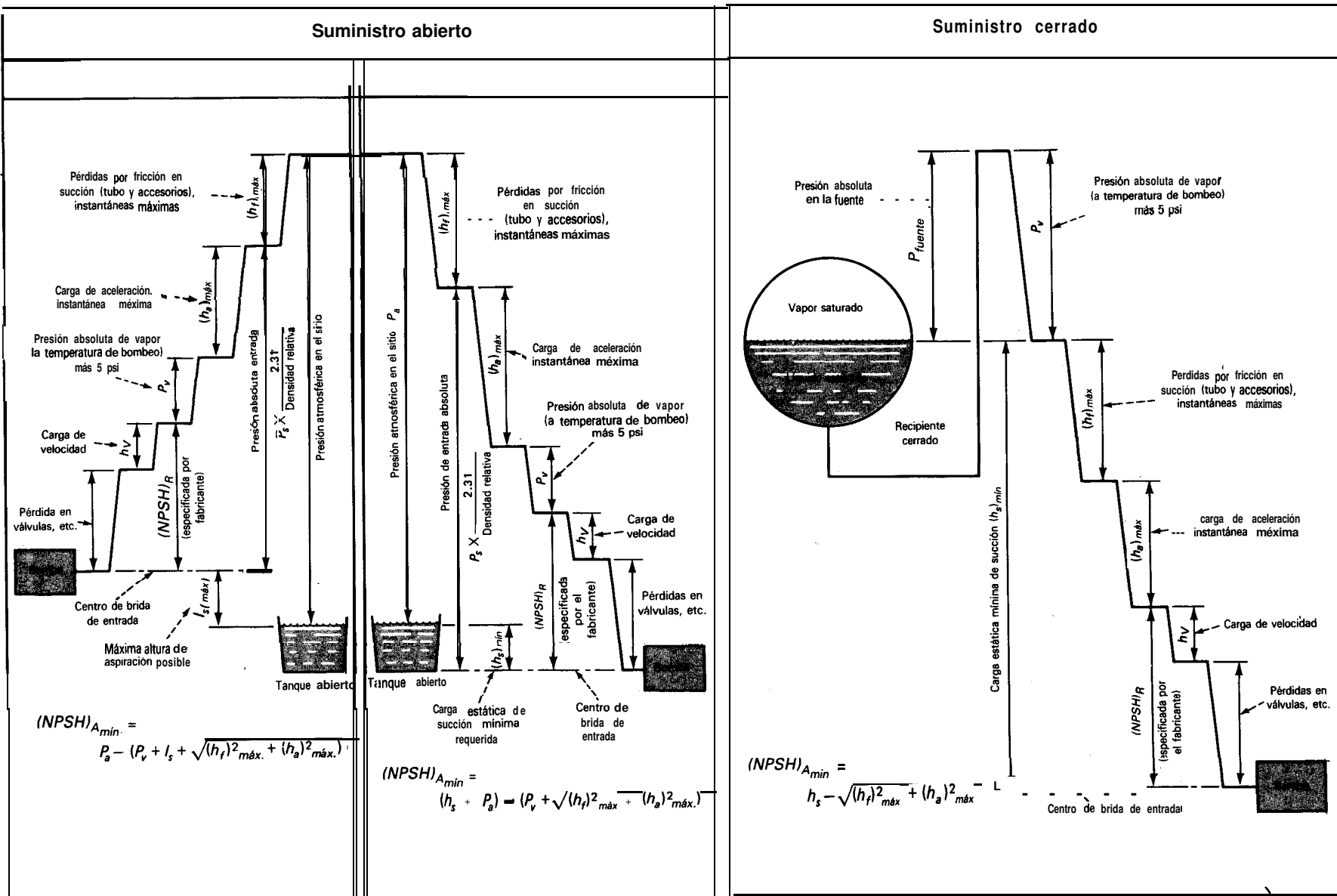


Fig. II Relaciones del sistema de succi3n para bombas dosificadoras de diafragma

ria en la dosificación. La $(NPSH)_R$ incluye pérdidas de carga de velocidad, h_v en las válvulas de succión y las pérdidas internas por fricción y aceleración de la bomba e incluye también:

■ La presión requerida para 1) evitar la liberación del aire o gases disueltos en el líquido que se bombea o en el aceite hidráulico y 2) suprimir la cavitación.

■ Pérdidas en la presión utilizada para mover cualesquiera diafragmas o el aceite hidráulico.

■ Presión requerida para el funcionamiento de la válvula compensadora de vacío, si se utiliza.

El fabricante de las bombas determina, mediante pruebas, la $(NPSH)_R$ a su capacidad y presión nominales; el usuario no la calcula ni la especifica. Los valores típicos de $(NPSH)_R$ son de 2 a 10 psia.

La $(NPSH)_R$ de la bomba se compara contra la carga neta positiva disponible $(NPSH)_A$ del sistema. Para funcionamiento satisfactorio, la $(NPSH)_A$ debe ser mayor que la $(NPSH)_R$, en alrededor de 5 psi. Cuando en una bomba de volumen controlado se utiliza un diafragma de accionamiento hidráulico, hay dos líquidos en la bomba: el bombeado y el aceite hidráulico. Para esta situación, el fabricante, a veces, especificará dos condiciones para satisfacer la $(NPSH)_R$.

La $(NPSH)_R$ no incluye los parámetros del sistema para la carga de aceleración h_a ni las pérdidas h_f por fricción en la succión. La $(NPSH)_A$ debe ser mayor que la $(NPSH)_R$ para evitar la cavitación del líquido bombeado o del aceite hidráulico y para asegurar el buen funcionamiento de la válvula compensadora de vacío.

Pérdidas por fricción en el sistema

La carga de fricción, $(h_f)_{máx}$, (Fig. 11) suele estar basada en la velocidad o gasto máximos para asegurar la exactitud de la dosificación; el gasto máximo, por supuesto, siempre es mayor que el promedio. Por ejemplo, en una bomba simplex, el gasto máximo, en teoría, es π veces mayor que el promedio. En una bomba dúplex, el gasto máximo es de $\pi/2$ veces mayor que el promedio (Fig. 12). Por lo general, no se tiene en cuenta la $(h_f)_{máx}$ en sistemas en que la viscosidad del líquido es de 50 cp o menos, excepto en bombas de velocidad muy baja, porque la caída máxima de presión se determinará por la carga máxima de aceleración en vez de con la caída máxima de carga de fricción.

Carga de aceleración del sistema

Hay que acelerar el líquido que hay en los tubos de succión y descarga de las bombas dosificadoras, porque el flujo o caudal varía con el tiempo. Esto requiere caídas y ascensos alternados de presión. La caída instantánea de presión necesaria para acelerar la masa de líquido en el tubo de succión o el aumento instantáneo de presión para acelerar la masa de líquido en el tubo de descarga se denominan carga de aceleración.

Para entender mejor el concepto de la carga de aceleración y cómo se puede calcular, se hará referencia a una bomba simplex. Con referencia a la figura 13, se consi-

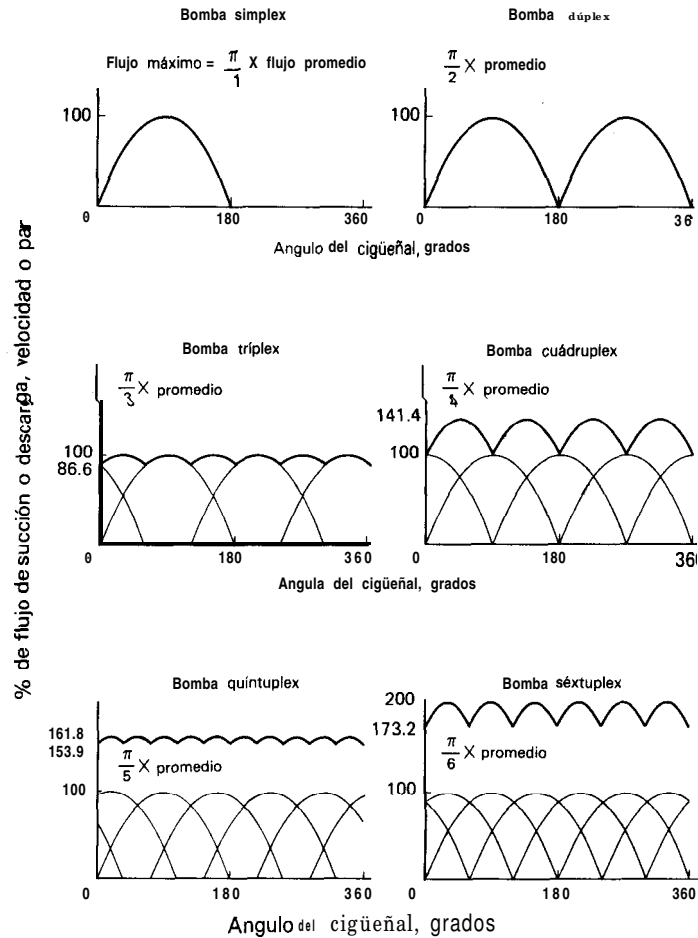


Fig. 12 Multiplexación de bombas idénticas de acción sencilla con velocidad constante y carrera máxima

derará el instante justo después de que la bomba ha iniciado su carrera de succión.

Volumen de líquido en el cilindro:

$$v = A(L/2) [1 - \cos(2\pi Nt)] \quad (18)$$

Gasto volumétrico de líquido al cilindro al tiempo t :

$$dv/dt = \pi A L N \sin(2\pi Nt) \quad (19)$$

Velocidad instantánea del líquido en el tubo de succión al tiempo t :

$$\frac{dX}{dt} = \frac{\pi A L N \sin(2\pi Nt)}{A_p} \quad (20)$$

La aceleración instantánea en el tubo de succión es:

$$\frac{d^2X}{dt^2} = \left(\frac{2\pi^2 A L N^2}{A_p} \right) \cos(2\pi Nt) \quad (21)$$

La aceleración máxima entonces es:

$$\left(\frac{d^2X}{dt^2} \right)_{máx.} = \frac{2\pi^2 A L N^2}{A_p} \quad (22)$$

La fuerza F requerida para acelerar la masa de líquido en el tubo de succión la suministra la presión diferencial entre P_1 y P_2 que actúa en la superficie transversal, A_p del tubo o con:

$$F = \frac{M}{g} \left(\frac{d^2 X}{dt^2} \right) = (P_1 - P_2) A_p \quad (23)$$

La masa de líquido es:

$$M = A_p L_p \rho \quad (24)$$

Con el empleo de las relaciones de las ecuaciones (18) a (24), encuéntrase la caída máxima de presión a fin de evaluar la carga de aceleración:

$$(P_1 - P_2)_{\text{máx.}} = \frac{L_p \rho}{g} \left(\frac{d^2 X}{dt^2} \right)_{\text{máx.}} \quad (25)$$

$$(P_1 - P_2)_{\text{máx.}} = \frac{L_p \rho}{g} \left(\frac{2\pi^2 A L N^2}{A_p} \right) \quad (26)$$

$$(P_1 - P_2)_{\text{máx.}} = \left(\frac{2L_p \rho \pi^2}{g} \right) (L N^2) \left(\frac{D}{D_p} \right)^2 \quad (27)$$

$$\Delta P_{\text{máx}} = \frac{2\pi^2 \times 62.4 L_p (\text{Sp. Gr.}) l n^2}{32.2 \times 3,600 \times 12 \times 144} \left(\frac{D}{D_p} \right)^2 \quad (28)$$

$$\Delta P_{\text{máx.}} = \frac{L_p (\text{Sp. Gr.}) l n^2}{162,625} \left(\frac{D}{D_p} \right)^2$$

O bien, en términos de la velocidad máxima V_p en el tubo, con lo cual se eliminan las dimensiones de la bomba:

$$\Delta P_{\text{máx.}} = \frac{L_p (\text{Sp. Gr.}) n V_p}{710} \quad (29)$$

Al convertir $\Delta P_{\text{máx}}$ a pies de líquido se obtiene la carga de aceleración $(h_a)_{\text{máx.}}$ en pies. Por tanto:

$$(h_a)_{\text{máx}} = \frac{L_p l n^2 D^2}{(7.04 \times 10^4) (D_p)^2} \quad (30)$$

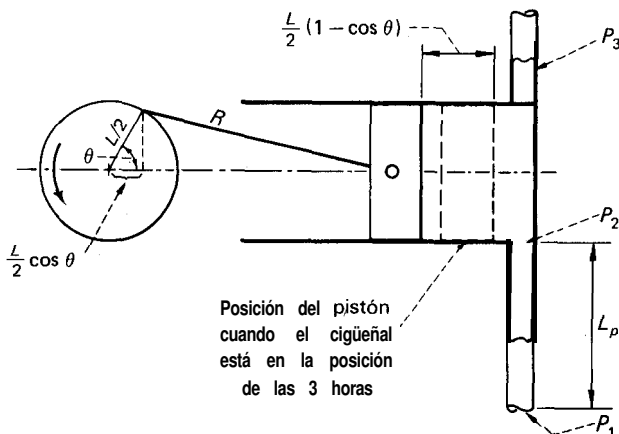


Fig. 13 Relación entre el mecanismo de circulación y el flujo en una bomba símplex

O bien, en términos de la velocidad máxima V_p en el tubo:

$$(h_a)_{\text{máx.}} = L_p n V_p / 307 \quad (31)$$

La caída máxima, [según la ecuación (31)] en el tubo, debida a la aceleración se suele modificar porque está basada en movimiento senoidal puro del émbolo o del pistón. En casi todos los sistemas, el líquido tendrá aceleración adicional cuando se cambia su sentido de circulación en los codos y válvulas. Asimismo, los mecanismos de juego muerto, los de cigüeñal para ajustar la carrera, la compresibilidad del líquido y la deformación del sistema, a menudo, modifican la senoide esperada, por lo cual las aceleraciones reales son mucho mayores (Fig. 7) que las predichas con la ecuación (31).

Por estas razones, la caída máxima de presión debida a la aceleración se suele aumentar en un 35 %. Por ello, se pueden ver correcciones de las ecuaciones (29) y (31) en las siguientes formas:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{máx.}/\text{corr}} &= \frac{1.35 L_p (\text{Sp. Gr.}) n V_p}{710} \\ &= \frac{L_p (\text{Sp. Gr.}) n V_p}{525} \end{aligned} \quad (32)$$

$$(h_a)_{\text{máx.}/\text{corr}} = \frac{1.35 L_p n V_p}{307} = \frac{L_p n V_p}{227} \quad (33)$$

Carga neta positiva de succión disponible $(NPSH)_A$

La $(NPSH)_A$ debe ser mayor que la $(NPSH)_R$. En caso contrario, se pone en peligro la exactitud de la bomba y puede ocasionar ruido, pérdida de capacidad y poca eficiencia y, en casos extremos, la destrucción de la bomba. Por fortuna, la pérdida máxima de carga de aceleración, en teoría, ocurre en el punto de mínima pérdida por fricción, es decir, cuando la aceleración es máxima y la velocidad es mínima. Ambas se pueden maximizar al combinarlas como sigue:

$$\sqrt{(h_f)_{\text{máx.}}^2 + (h_a)_{\text{máx.}}^2} \quad (34)$$

Estas modificaciones dan por resultado las siguientes fórmulas para obtener la máxima $(NPSH)_A$ en un sistema que tenga bomba de volumen controlado (Fig. 11).

Sistema abierto con altura de aspiración:

$$(NPSH)_A \text{ mínima} =$$

$$P_a - (P_v + I_s + \sqrt{(h_f)_{\text{máx.}}^2 + (h_a)_{\text{máx.}}^2}) \quad (35)$$

Sistema abierto con succión sumergida:

$$(NPSH)_A \text{ mínima} =$$

$$(h_s + P_a) - (P_v + \sqrt{(h_f)_{\text{máx.}}^2 + (h_a)_{\text{máx.}}^2}) \quad (36)$$

Sistema de suministro cerrado:

$$(NPSH)_A \text{ mínima} = h_s - \sqrt{(h_f)_{\text{máx.}}^2 + (h_a)_{\text{máx.}}^2} \quad (37)$$

Ejemplo: Se va a dosificar ácido sulfúrico con densidad de 1.83, viscosidad de 25 cp y presión de vapor de 0.01 psia, a nivel del mar, a un volumen promedio de 234 gal/h (3.9 gpm) con máxima carrera. La carga de succión con bajo nivel del tanque es 4 ft de ácido encima de la línea de centros de la bomba. Hay un tramo de 20 ft de tubo cédula 40 de 1½ in entre la bomba y el tanque. Se selecciona una bomba de 50 carreras/min, longitud máxima de carrera de 3.2 in y pistón de 2.5 in de diámetro. La $(NPSH)_R$ especificada por el fabricante es de 4.5 psi. ¿Resultarán satisfactorios la bomba y el sistema?

Para empezar el análisis, hay que recordar que la presión atmosférica $P_a = 14.7$ psia. Dado que hay succión sumergida, la carga estática de 4 ft de ácido se convierte a presión, o sea $h_s = 4(1.83)/2.31 = 3.17$ psi. La presión absoluta de vapor P_v es la suma de la presión mínima requerida de vapor de 5 psi más la presión de vapor del ácido de 0.01 psia o sea, $P_v = 5.01$ psia. Se necesita esta P_v para evitar la liberación del aire o gas disuelto dentro de la bomba.

No se tiene en cuenta la pérdida máxima por fricción $(h_f)_{máx}$, porque la viscosidad es menor de 50 cp y la velocidad de la bomba es moderada. Cuando se utiliza ese término, se calcula a la velocidad máxima para las pérdidas en el tubo, accesorios y válvulas. En este caso, se debe utilizar la longitud efectiva del tubo y no L_p que es la longitud real del tubo.

Después, se calcula la velocidad promedio, V , del líquido con:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{(\pi/4)(D^2)LN}{(\pi/4)(D_p^2)}$$

$$V = \frac{(\pi/4)(2.5/12)^2(3.2/12)(58/60)}{(\pi/4)(1.610/12)^2} = 0.62 \text{ ft/s}$$

en donde D = diámetro del cilindro, in; L = longitud de carrera, ft; N = velocidad del cigüeñal o carreras, rpm o carreras/s y D_p = diámetro interior del cilindro, in. Esta es la velocidad promedio. La velocidad máxima, V_p es 0.62π o 1.95 ft/s. Una velocidad máxima de 4 ft/s sería sospechosa en una bomba de volumen controlado.

Ahora, se debe establecer la carga máxima de aceleración, $(h_a)_{máx}$, con la ecuación (32):

$$\Delta P_{máx./corr.} = \frac{L_p(Sp. Gr.)nV_p}{525}$$

$$\Delta P_{máx./corr.} = \frac{20(1.83)(58)(1.95)}{525} = 7.88 \text{ psi}$$

Para establecer ahora la $(NPSH)_A$ mínima se sustituye en la ecuación (36) para un sistema abierto que tenga succión sumergida:

$$(NPSH)_{A_{mín}} = (3.17 + 14.7) - [5.01 + \sqrt{0 + (7.88)^2}]$$

$$(NPSH)_{A_{mín}} = 17.87 - 12.89 = 4.98 \text{ psia.}$$

La $(NPSH)_A$ según el fabricante de esta bomba es de 4.5 psi. Dado que la $(NPSH)_A$ de 4.98 psia es más alta, el sistema funcionará sin cavitación.

Tubería del sistema

Cualquier sistema en que se vayan a instalar bombas dosificadoras de diafragma se debe diseñar para aceptar flujo y velocidad máximos (Fig. 12). Con una bomba simple, el flujo máximo es π multiplicado por el flujo promedio. Cuando las velocidades máximas ponen en peligro el funcionamiento de la bomba, las siguientes correcciones reducirán las pérdidas instantáneas de presión debidas a la fricción y la inercia, a fin de lograr funcionamiento satisfactorio de la bomba:

1. Acortar la tubería. Las pérdidas por inercia van en proporción directa con la longitud de la tubería.

2. Utilizar tubo de mayor diámetro para reducir la velocidad del líquido. La velocidad varía en relación inversa con el cuadrado del diámetro interior del tubo. Las pérdidas por inercia están en proporción directa con la velocidad del líquido.

3. Reducir la velocidad de la bomba con el empleo de un pistón más grande. Las pérdidas por inercia están en proporción directa con la velocidad de la bomba.

4. Pensar en el empleo de pistones adicionales. Un número impar de pistones minimiza la variación en la velocidad, por comparación con un número par.

5. Utilizar un amortiguador de pulsaciones. Los resultados dependerán del tamaño, tipo, ubicación y presión de carga. Un amortiguador adecuado puede ser una solución eficaz.

6. Utilizar una bomba reforzadora.

7. Utilizar válvulas de entrada más grandes en la bomba para disminuir los requisitos de succión. Esto puede aumentar las pérdidas hidráulicas de las válvulas.

8. Aumentar la carga en la bomba ya sea con la elevación del suministro, poner más baja la bomba o aumentar la presión del tanque.

9. Aumentar la temperatura del líquido para reducirle la viscosidad.

10. Reducir la temperatura del líquido para bajar la presión de vapor.

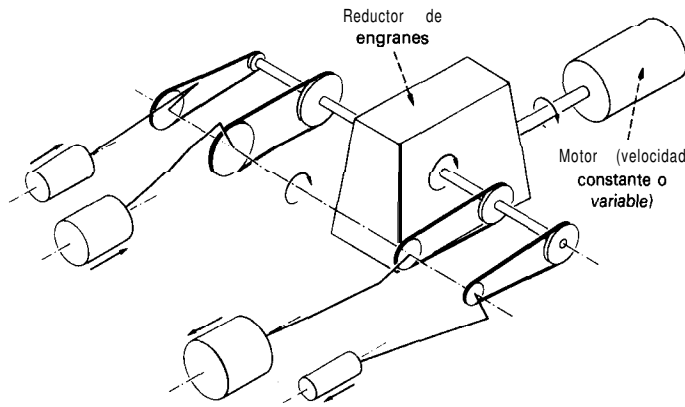
11. Cambiar la bomba por otra que necesite menor presión en la entrada.

Además, en el sistema se debe incluir un aumento adecuado de presión en la bomba para el buen funcionamiento de las válvulas de retención. Los fabricantes especifican un aumento de presión de 10 a 20 psi. En casos raros, la presión de entrada es muy alta y sobrecarga la bomba; los fabricantes establecen las presiones máximas permisibles en la entrada.

Multiplexación de las bombas

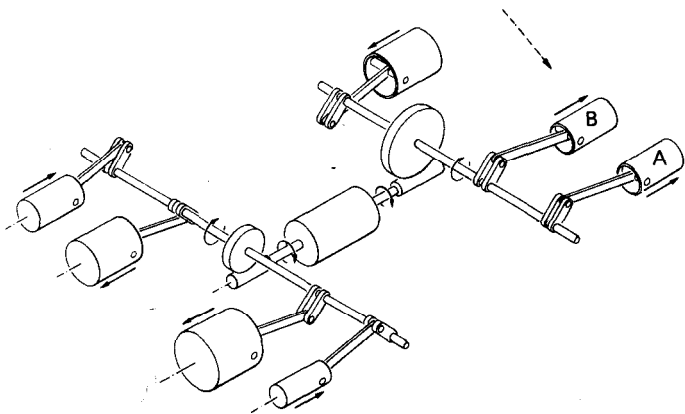
La multiplexación es accionar más de una bomba con una sola unidad motriz. Esto se hace para 1) tener mayor relación de reducción, 2) mejorar la eficiencia, 3) producir mayor flujo, 4) reducir las pulsaciones, 5) obtener dosificación precisa.

La relación normal de reducción de presión de una bomba es alrededor de 10:1. Con el empleo de dos bombas, que pueden o no estar movidas por el mismo motor, esa relación se puede aumentar hasta 100:1. Si ambas bombas tuvieran el mismo motor, aumentaría la



a. Cuádruplex; cada bomba funciona a velocidad diferente

Los pistones A y B están sincronizados para mezclado de máxima eficiencia. Los otros pistones están equiespaciados para tener carga uniforme en el motor.



b. Séptuplex; funcione a dos velocidades diferentes

Fig. 14 Multiplexación de bombas dosificadoras de diafragma

eficiencia total. La razón es que el motor funciona muy por abajo de su carga nominal durante la carrera de succión y con esa carga reducida, el motor trabaja sin eficiencia.

Se puede lograr mayor flujo si se multiplexan las bombas. En la figura 12 se ilustra la combinación de los flujos si los cigüeñales de cada bomba están equiespaciados entre sí en sentido angular. Si el líquido de todas las bombas entrase a un múltiple, disminuirían las fluctuaciones de presión dentro de él. Asimismo, el par requerido por el motor se mantendría a un valor alto y uniforme, lo cual es eficiente.

Los elementos múltiplex con número par (Fig. 12) producen mayores variaciones en el flujo y en el par y, en consecuencia, tienen pérdidas más altas de eficiencia y presión que los elementos con número impar.

La figura 12 está basada en el movimiento armónico puro de pistones idénticos. No se han tenido en cuenta la deformación de la estructura, la compresibilidad del líquido, el flujo inverso en las válvulas, flexiones y juego muerto en los mecanismos ni las distorsiones en las armónicas.

La multiplexación se utiliza también para lograr dosificación precisa de dos o más líquidos. En la figura 14 se ilustran en forma esquemática las disposiciones cuádruplex y séptuplex. La cuádruplex tiene pistones de tamaños distintos que funcionan a diferentes velocidades. Los pistones más grandes están más cerca de la potencia de entrada para quitarles la carga a los más pequeños. Se han seleccionado las bombas de baja velocidad para bombear líquidos de gran viscosidad.

La disposición en séptuplex (Fig. 14b) funciona a dos velocidades. Dos de los cigüeñales tienen ubicación angular idéntica para lograr el mezclado lo más uniforme que sea posible de las descargas de los dos pistones. Esto también minimiza la posibilidad de cualquier flujo inverso de una bomba a otra.

Control automático

Por lo general, el flujo de salida de la bomba se ajusta en forma manual a valores determinados. También se puede variar en forma automática mediante señales de control del proceso para mantener un valor de referencia o cumplir con los requisitos del proceso. Por ejemplo, el flujo de ácido a una reacción de neutralización se puede controlar en forma automática con una señal de un potenciómetro (medidor del pH) colocado en la descarga de la cámara de reacción. Para variar el flujo se cambian la velocidad del propulsor o la carrera de la bomba. Ahora se describirán algunos de los métodos para lograr el control automático.

Unidades motrices de velocidad variable

Las unidades motrices de velocidad variable cambian el volumen de la bomba por medio de componentes externos. Las unidades motrices mecánicas de relación ajustable son de limitada utilidad en las bombas dosificadoras, pues son grandes, ruidosas y un tanto inexactas. Los controles electrónicos para el motor no tienen la mayor

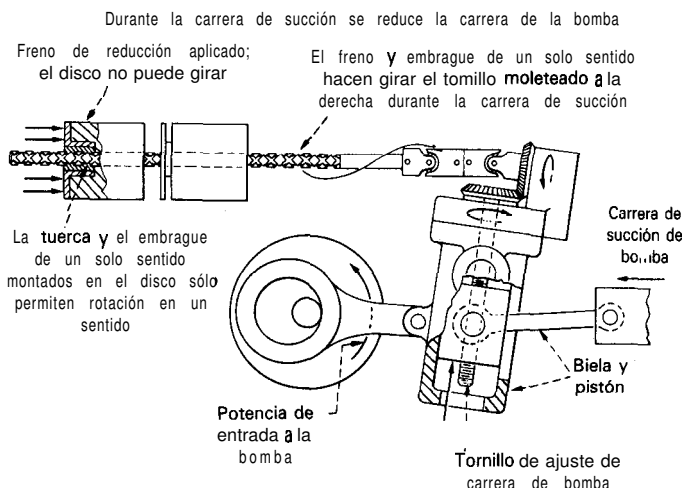


Fig. 15 La longitud de carrera del pistón se ajusta con el tornillo del embrague

parte de las limitaciones de las unidades motrices mecánicas ajustables. Pero se debe tener cuidado de hacer concordar las características del motor y la unidad motriz con las de la carga de la bomba. Los controles electrónicos ya han alcanzado un alto grado de perfeccionamiento.

Actuadores neumáticos

Para ciertas instalaciones se prefieren los actuadores neumáticos, en especial en atmósferas peligrosas para eliminar el riesgo de chispas de los controles eléctricos. La bomba con control neumático puede ofrecer también ventajas de costo. La carrera se ajusta con un cilindro neumático que es el actuador y se controla con un ubicador ('posicionador'). El ubicador compara la señal de control del proceso con una señal de retroalimentación de un resorte de ubicación conectado con el eje del actuador, por lo general por medio de un sistema de equilibrio de fuerza y amplifica la señal de error resultante para impulsar al actuador.

Los actuadores neumáticos son compatibles con diversas señales de control y sus gamas típicas son 3 a 15 psig, 3 a 39 psig y 3 a 26 psig. También hay disponibles muchos instrumentos y controles que son análogos neumáticos de la mayoría de las funciones de los sistemas de los actuadores eléctricos.

Actuadores eléctricos

Casi todos los actuadores eléctricos funcionan con servomotores y se controlan con circuitos amplificadores lineales de estado sólido. La posición del actuador, que controla la longitud de la carrera, se mide con un potenciómetro impulsado por el eje del motor. Si existe un error entre la señal de control y la del potenciómetro, el servomotor modificará la longitud de la carrera para lograr cero error.

En muchos actuadores eléctricos se utiliza una fuente externa de corriente pero el ilustrado en la figura 15 casi

no consume corriente. Tiene un sistema de embrague y freno que ajusta la carrera de la bomba y absorbe energía durante la carrera de succión de la bomba. Los actuadores eléctricos son compatibles con otras señales de control lineal tales como las de 1 a 5 o de 4 a 20 mA de CC y de 0 a 10 volts CC así como con un control externo con potenciómetro.

Los actuadores y controles eléctricos se construyen para cumplir con las normas NEMA 4 (sellado contra agua y polvo) y, como opción, NEMA 7 (a prueba de explosiones).

Los interruptores limitadores en casi todos los actuadores cortan la corriente en caso de un recorrido excesivo para proteger el actuador y la bomba. Estos interruptores también pueden producir señales de alarma. A veces, los actuadores pueden tener cancelación manual para permitir utilizarlos para ajuste manual de la carrera. Hay disponibles aparatos para convertir las señales de control a fin de tener compatibilidad con sistemas neumáticos, los electrónicos digitales y analógicos.

La señal de salida (posición de la bomba) generada en el circuito de retroalimentación, se utiliza a veces para enviar señales a otros equipos y procesos relacionados con la bomba dosificadora. Los controladores de bombas son compatibles con una serie de sistemas e instrumentos de control que incluyen conmutación manual, accionamiento manual, medidores y registradores; este equipo puede estar instalado en la bomba o en un lugar distante. En todos los casos, los errores del controlador y de procesamiento de señales se deben sumar al error de la bomba para determinar la exactitud del sistema.

En las aplicaciones críticas por razones de seguridad o económicas, se debe examinar el funcionamiento del controlador en caso de una interrupción de señal; el sistema se debe diseñar para alguna de las tres acciones siguientes que se prefiera:

1. Volver a cero carrera.
2. Volver a carrera total.
3. Permanecer en la posición en que estaba en el momento de la interrupción.

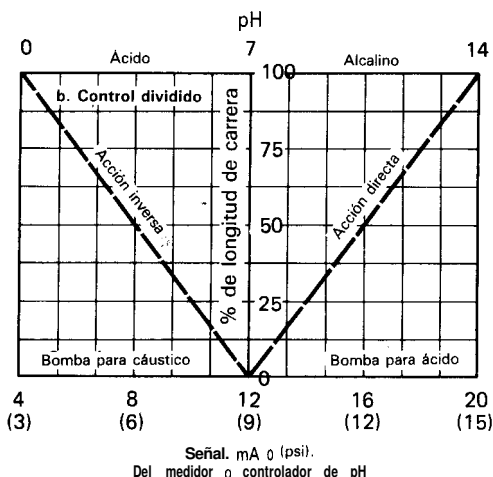
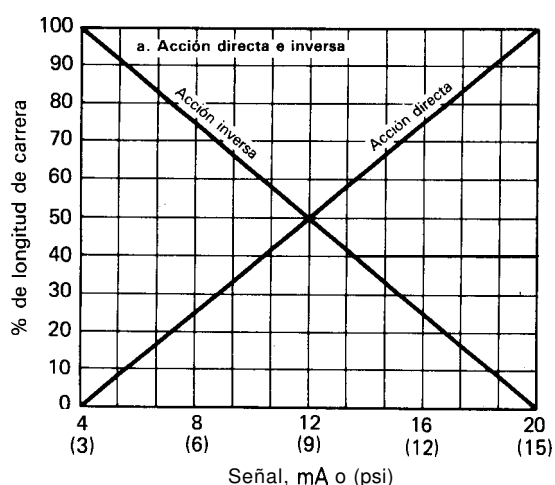


Fig. 16 Modos de control para sistemas automáticos

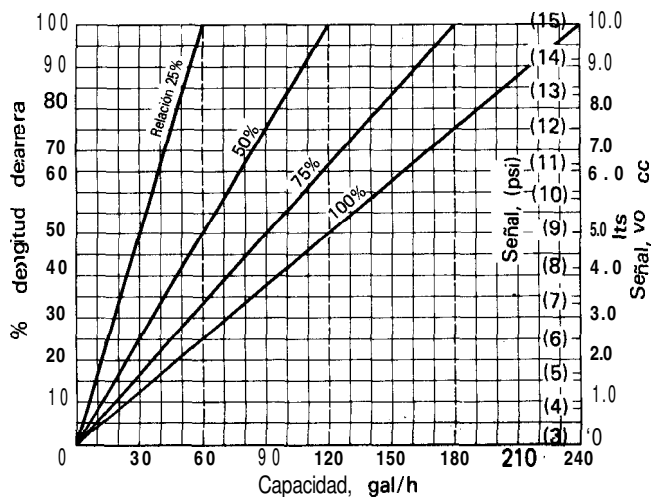


Fig. 17 El control de relación produce la compresión lineal de bombas de carrera completa

Modos de control

El modo de control más común es el de acción directa en el cual el intervalo de 0 a 100% de la salida de la bomba corresponde directamente al intervalo de la señal de control. Por ejemplo, una señal de 4 a 20 mA produciría cero salida a 4 mA y 100 % de salida a 20 mA. En el modo de acción inversa, se invierte el procedimiento, es decir, una señal de 4 mA produciría 100% de salida y una de 20 mA produciría cero salida (Fig. 16a).

El control dividido es hacer funcionar varias bombas con una sola señal de control. Su empleo más común es controlar el bombeo en una gama más amplia que con una sola bomba. Por ejemplo, una bomba dosificadora típica puede tener funcionamiento preciso con una relación de carga de 10: 1, pero la exactitud se reduce a menos de 10% del volumen nominal. Una bomba más pequeña, que tenga el 10% de la capacidad de la primera bomba y también una relación de carga de 10: 1, funcionaría con exactitud con sólo 10% de su capacidad, lo cual corresponde a 1% del intervalo de la bomba grande.

La operación de estas dos bombas en el mismo sistema y con la misma señal de control produce una relación neta de carga de 100: 1 en vez de 10: 1 de cualquiera de las dos bombas. En la figura 16b se presenta un ejemplo de control dividido con el cual se obtiene la neutralización mediante control del pH cuando se agrega cáustico con una bomba y ácido con la segunda.

Control de relación

El control de relación es la compresión lineal del funcionamiento de la bomba en intervalo completo al intervalo parcial de una señal de control. Por ejemplo, una bomba que funcione con un control de relación de 50% en respuesta a una señal de control de 0 a 10 volts, abarcaría de 0 a 50% de su carrera nominal (Fig. 17). Este método de control también se aplica a los actuadores eléctricos.

Se pueden medir cantidades discretas de líquidos con el proceso conocido como conteo, en el cual se hace funcionar una bomba determinado número de carreras que corresponden al volumen requerido. El motor se para con una señal de un contador electrónico accionado por un interruptor limitador montado en el mecanismo de carrera de la bomba.

Materiales de construcción

Debido a que la bomba de diafragma está exenta de fugas, a menudo se selecciona cuando el líquido que se maneja es corrosivo o abrasivo. Los componentes de la bomba que no están en contacto directo con el líquido se suelen hacer con hierro fundido, acero, aluminio, bronce o plástico. Su tamaño se determina para absorber las cargas y minimizar las flexiones y deformaciones para mantener la exactitud de la dosificación y resistir las condiciones severas de trabajo.

El extremo de líquido presenta un problema muy diferente. Los factores a considerar son: experiencia en la operación, uso temporal o por largo tiempo, costo, características del líquido tales como temperatura, concentración de sólidos o gases arrastrados y el grado de protección requerido.

Los fabricantes de bombas tienen datos de la resistencia a la corrosión de diversos materiales que sólo se publican como guía y están basados en la experiencia del fabricante y los datos de pruebas de usuarios y proveedores de los materiales. Una ligera corrosión que se puede permitir en una instalación, sería inaceptable en otra.

El mecanismo de la corrosión es tan complejo y las condiciones que influyen en la capacidad de un material para que resulte económico o adecuado son tan variables, que no se suelen hacer recomendaciones en cuanto a la resistencia. Ya que el usuario conoce los productos químicos y las condiciones de operación, debe ser quien haga la selección final de los materiales.

Las piezas de la bomba en contacto con el líquido bombeado son el extremo de líquido, cubiertas y topes de válvulas, diafragma y válvulas, asientos y juntas; y son de maquinado de precisión para producir un sellamiento que no permita fugas. La corrosión o erosión de sus superficies correlativas anularán el sellamiento.

Los diafragmas también son críticos, pues suelen ser delgados y no tienen tolerancias para la corrosión; además, funcionan con elevados esfuerzos. Es esencial seleccionar el material de máximas cualidades.

La selección de materiales para otras piezas como el extremo de líquido, cubiertas y topes de válvulas y otras, quizá no sea tan crítica y se pueden emplear materiales menos resistentes.

Especificaciones de la bomba

Debido a que no existían normas para las bombas dosificadoras de diafragma utilizadas en la IPQ, el subcomité de equipo mecánico, división de refinación del Ame-

rican Petroleum Institute (API) hizo el proyecto de la norma "Positive Displacement Pumps, Controlled Volume", que fue publicada como Norma API 675 y la intención es servir como referencia para especificaciones mínimas a usuarios y fabricantes. Al utilizar esta Norma se deben estudiar los 17 factores para la selección de la bomba. No incluye las bombas de diafragma con accionamiento mecánico.

"Hydraulic Institute Standards" en su edición más reciente incluye información de las bombas dosificadoras de diafragma. Hace algún tiempo se formó el Comité ANSI B73/TC2 del American National Standards Institute (ANSI) que redactó las especificaciones para las bombas dosificadoras de diafragma. Pulsafeeder también publicó un manual que amplía la información de este artículo.

Como el autor participó en la preparación de esos documentos, sabe que la gran variedad de principios de funcionamiento y diseños especiales dificultan tener una especificación general para todas las bombas dosificadoras de diafragma.

Cuando se conocen los principios y capacidades de estas bombas, será más fácil especificarlas y utilizarlas.

Agradecimientos

El autor agradece la ayuda recibida de R. Mearns y J. Williamson, del grupo de ingeniería de Pulsafeeder para la preparación de este artículo.

Referencias

1. Wilson, L. F. (Founder), and Leipold, V. H. (former chief engineer), Notes, Pulsafeeder/Interpace Co., Rochester, N.Y.
2. "Hydraulic Institute Standards," 13th ed., Hydraulic Institute, Cleveland, Ohio, 1975.
3. Hattiangadi, U. S., Specifying Centrifugal and Reciprocating Pumps, *Chem. Eng.*, Feb. 23, 1970, pp. 101-108.
4. Hefler, J. R., Figure NPSH for Proportioning Pumpage, *Petrol, Refiner*, June 1956, pp. 161-170.

El autor



John M. Bristol es Gerente de Ingeniería de Pulsafeeder Div., de la Interpace Corp. 77 Ridgeland Road, Rochester, NY 14623. Es miembro de la ASME y vicepresidente de la sección de bombas reciprocantes del Hydraulic Institute. Fue miembro del grupo de trabajo que preparó la Especificación API 675 "Positive Displacement Pumps, Controlled Volume". Tiene título de ingeniero mecánico de la University of Santa Clara, Calif., en donde su tesis acerca de hidroplanos le ganó los elogios de la ASME. Su experiencia ha inclui-

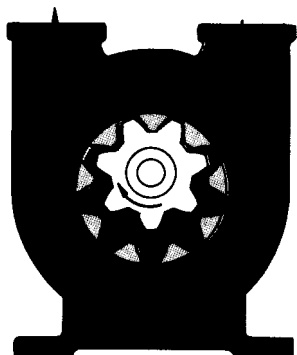
do diseño, perfeccionamiento y fabricación de sistemas y equipos para manejo, control y uso de líquidos en las industrias química, nuclear, de aparatos médicos y aeroespacial.

Selección y aplicación de bombas rotatorias de desplazamiento positivo

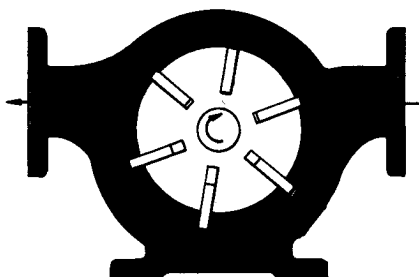
Las ventajas exclusivas de las bombas rotatorias en aplicaciones para procesos, a menudo se pasan por alto por los muchos tipos disponibles y los limitados conocimientos de su funcionamiento y rendimiento. Se presentan lineamientos prácticos para estas bombas y los sistemas de líquido en que se pueden utilizar.

Richard F. Neerken, The Ralph M. Parsons Co.

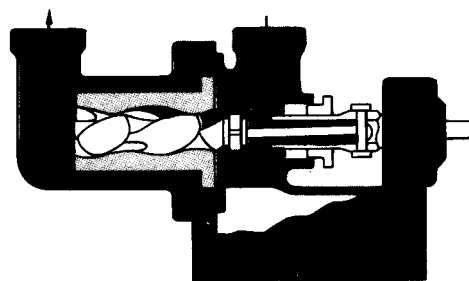
Rotor sencillo



Engranes internos

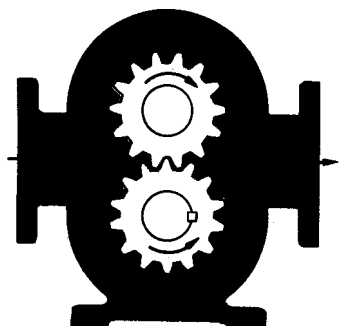


Álabes deslizables

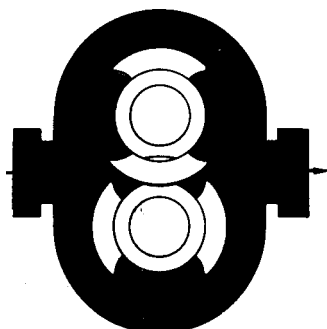


Tornillo sencillo (cavidad progresiva)

Engranes externos

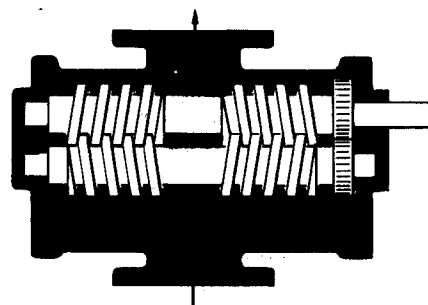


Pistón circunferencia1

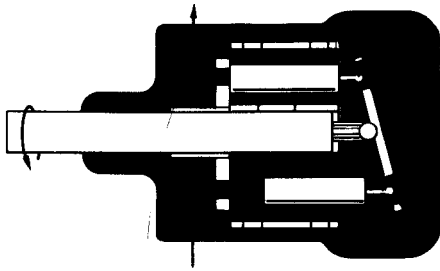


Rotores múltiples

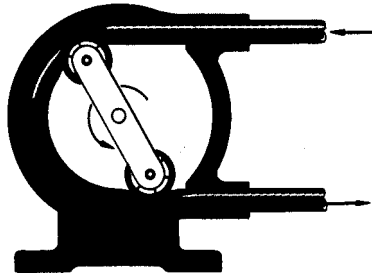
Tornillo doble



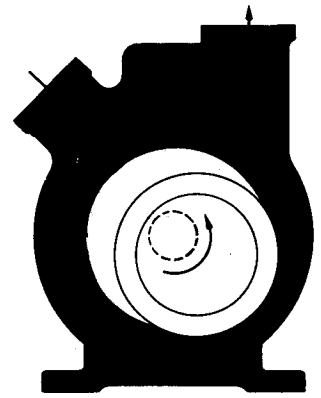
Rotor sencillo



Excéntrica y pistón



Tubo flexible



Camisa flexible

Las bombas rotatorias de desplazamiento positivo tienen muchos usos diferentes en la industria de procesos químicos (IPQ). Se debe pensar en ellas para aplicaciones en donde pueden ser las más adecuadas o, en ciertos casos, las únicas que podrán efectuar el trabajo requerido.

Tipos, terminología y definiciones

Hay muchas variedades de bombas rotatorias para aplicaciones normales o especiales. En Hydraulic Institute Standards' se describe la bomba rotatoria como.. "una bomba de desplazamiento positivo, consistente en una cámara en donde están colocados engranes, excéntricas, tornillos, aspas (álabes), émbolos o elementos similares accionados por la rotación relativa del eje (árbol) de propulsión y la carcasa y que no tiene válvulas separadas para admisión y descarga". Las ilustraciones en estas dos páginas, adaptadas de las gráficas de los Standards' muestran la mayor parte de los tipos básicos de posible aplicación en la IPQ.

Algunos términos requieren definición para aplicación a las bombas rotatorias de desplazamiento positivo, al contrario de otros tipos de bombas.

La *pérdida*, llamada a veces flujo inverso, es un factor importante porque influye directamente en la descarga

netamente de la bomba y varía según el tipo de líquido que se maneje. Se puede definir como la diferencia entre el desplazamiento teórico de una bomba dada (en volumen por revolución o por unidad de tiempo) y la descarga real neta, Q , y se expresa con

$$Q = D - S \quad (1)$$

en donde Q es la capacidad real, gpm; D es el desplazamiento, gpm, y S es la pérdida, gpm.

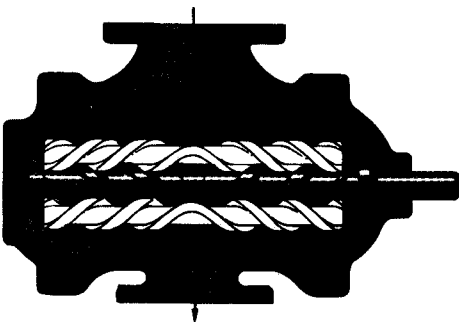
Otra forma en que se puede expresar la ecuación (1) es:

$$E_v = \frac{D-S}{D} = \frac{Q}{D} \quad (2)$$

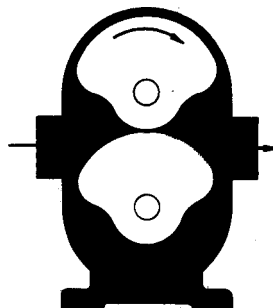
en donde E_v es la eficiencia volumétrica de la bomba, en decimales, los términos restantes tienen el mismo significado que en la ecuación (1).

Los *elementos rotatorios* se llaman rotores, engranes, tornillos o lóbulos; no se los denomina impulsores como en las bombas centrífugas. Otros tipos de bombas rotatorias tienen movimiento con placas oscilantes, con excéntrica y pistón, pistón circunferencial, rotor con álabe deslizables, tubo flexible o camisa flexible como elementos rotatorios y se denominarán con esos términos específicos.

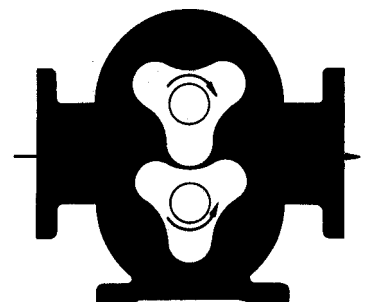
Tornillo triple



Lóbulo sencillo



Tres lóbulos



Rotores múltiples

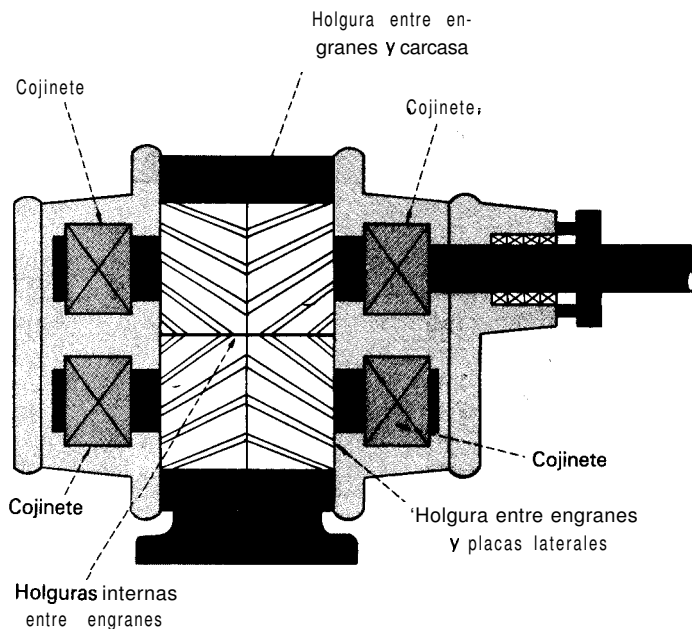


Fig. 1 Holguras en bombas rotatorias de engranes externos

La *holgura* es muy importante en las bombas rotatorias. Indica las holguras entre los elementos rotatorios y la carcasa o entre los elementos en sí. Se expresa como axial y diametral. En la figura 1 se ilustra una bomba de engranes y los lugares en donde se determinan las holguras. Por lo general, el usuario no especifica las holguras en una bomba rotatoria; es labor del ingeniero de diseño de bombas.

A menudo el usuario deseará conocer estas holguras como ayuda para evaluar diferentes bombas o como indicador de desgaste para darles mantenimiento. Desde luego, la pérdida está en relación directa con las holguras dentro de la bomba y la capacidad de cualquier bomba rotatoria se reducirá conforme se agranden las holguras por el desgaste.

Requisitos para la succión

Las condiciones de la succión en las bombas rotatorias se expresan como carga neta positiva de succión, *NPSH*, presión neta positiva de entrada, *NPPI*, y presión neta de entrada, *NZP*. En estas bombas, como en cualquier otra, se requiere presión positiva en la succión para que se llenen por completo con el líquido.

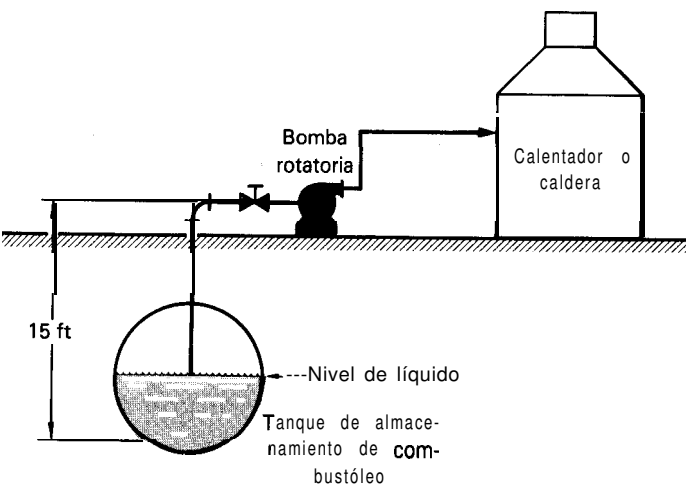
Aunque muchos tipos de bombas rotatorias tendrán buen funcionamiento durante largo tiempo cuando bombean una mezcla de líquido y gas, la descarga neta de líquido se reducirá mucho si una parte del caudal dentro de la bomba es una mezcla de gas y líquido o de aire y líquido. Por ello, siempre es necesario asegurar una presión o carga adecuada de succión para que la bomba se llene por completo con líquido y funcione sin cavitación.

Algunos fabricantes de bombas rotatorias emplean los términos *NPPI* o *NIP* en vez de *NPSH*, porque una bomba de desplazamiento requiere presión, en vez de carga, para llenarse. Pero, debido a la aceptación tan generalizada del término *NPSH* en la industria de bombas y porque ya se conoce su significado, es preferible seguir utilizando *NPSH* en todas las bombas en vez de algún término nuevo. Esto se acordó por el grupo de trabajo del American Petroleum Institute (API) en la preparación de la nueva norma API 676 para Bombas Rotatorias, que se comentará más adelante. Esta Norma incluye las siguientes definiciones:

La carga neta positiva de succión, disponible ($NPSH)_A$, es la presión total de succión disponible en el sistema en la conexión de succión de la bomba menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La ($NPSH)_A$ para una bomba rotatoria se suele expresar en psi. El usuario es quien debe determinar la ($NPSH)_A$.

La carga neta positiva de succión requerida ($NPSH)_R$, es la presión total de succión requerida por la bomba en su conexión de succión, menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La ($NPSH)_R$ para una bomba rotatoria se suele expresar en psi. El usuario es quien debe determinar la ($NPSH)_R$.

Los requisitos de succión se determinan en una forma similar a la utilizada en las bombas centrífugas. La ($NPSH)_A$ es función del diseño del sistema y sólo se puede determinar si se conocen las características del sistema y del líquido que se va a bombear. La distribución



Servicio: Bomba para combustible		Cálculo de <i>NPSH</i>	
Líquido	Nº. 6 Fuel oil	Presión en tanque, psia	14.7
Temperatura bombeo, °F	150	Altura máx. de succión, ft	
		<u>15</u> ft = <u>5.8</u> psi	-5.8
Viscosidad SSU	500	Tubo de succión, in.	6
a temperatura de bombeo		Pérdidas en tubo, psi	
Densidad relativa	0.9	<u>25</u> ft a <u>0.006</u> /ft	-0.2
Capacidad, gpm	250	Presión en la bomba	8.9
		Presión de vapor, psia	-0.2
		<i>NPSH</i> disponible, psi	8.7

Fig. 2 Cálculos de la *NPSH* disponible

Tabla | Relaciones entre unidades comunes de viscosidad (léase en sentido horizontal)

Segundos Saybolt Universal (SSU)	Viscosidad cinemática (cSt)	Segundos Saybolt Furo1 (SSF)	Viscosidad absoluta (lbm/ft s)	Viscosidad absoluta (g/cm s)	Centipoises (cP)	Segundos Saybolt Universal (SSU)	Viscosidad cinemática (cSt)
31	1.00	29			1.00		
35	2.56	32.1			1.16		
40	4.30	36.2		5.10	1.31		
50	7.40	44.3		5.83	1.58		
60	10.3	52.3		6.77	1.88		
70	13.1	60.9		7.70	2.17		
80	15.7	69.2		8.44	2.45		
90	18.2	77.6		9.30	2.73		
100	20.6	85.6		10.12	3.02		
150	32.1	128		14.48	4.48		
200	43.2	170		18.90	5.92		
250	54.0	212		23.45	7.35		
300	65.0	254		28.0	8.79	30	20
400	87.60	338		37.1	11.70	42	28
500	110.0	423		46.2	14.60	50	34
600	132	508		55.4	17.50	58	40
700	154	592		64.6	20.45	67	45
800	176	677		73.8	23.35	74	50
900	198	762		83.0	26.30	82	57
1000	220	896		92.1	29.20	90	62
1500	330	1270		138.2	43.80	132	90
2000	440	1690		184.2	58.40	172	118
2500	550	2120		230	73.0	218	147
3000	660	2540		276	87.60	258	172
4000	880	3380		368	117.0	337	230
5000	1100	4230		461	146	425	290
6000	1320	5080		553	175	520	350
7000	1540	5920		645	204.5	600	410
8000	1760	6770		737	233.5	680	465
9000	1980	7620		829	263	780	520
10000	2200	8460		921	292	850	575
15000	3300	13700			438	1280	860
20000	4400	18400			584	1715	1150

Fuente: Worthington Pumps Inc.

física del sistema, el tamaño de las tuberías y otras pérdidas por fricción en los tubos que llegan a la bomba, la elevación estática antes de la bomba, la presión de vapor en el líquido bombeado, la viscosidad y su efecto en las pérdidas por fricción en el sistema se reflejan directamente en la determinación de la $(NPSH)_A$.

Por el contrario, la $(NPSH)_R$ es función del diseño de la bomba y sólo se puede encontrar mediante las pruebas de la bomba. El fabricante indicará su valor. Igual que en otras bombas, la $(NPSH)_A$ debe ser mayor que la $(NPSH)_R$ si se quiere que la bomba entregue su capacidad nominal y tenga larga duración sin problemas. El cálculo de la $NPSH$ en psi se facilita si se recuerda la relación:

$$(NPSH, \text{psi}) = \frac{(NPSH, \text{ft}) \times s_g}{2.31 \text{ ft agua/psi}} \quad (3)$$

en donde s_g es la densidad relativa del líquido de proceso.

En la figura 2 se ilustra el cálculo de la $(NPSH)_A$ en una aplicación típica de una bomba rotatoria.

La viscosidad es un índice de la velocidad cortante del material bombeado y es importante para la selección y aplicación correctas de una bomba rotatoria.

La viscosidad absoluta (o dinámica), μ , se suele expresar en poises (dinas/cm²) o en centipoises. En unidades inglesas la viscosidad absoluta se expresa como lb_f/(ft)(s). La viscosidad cinemática, ν , se expresa en stokes, cm²/s o en centistokes. En unidades inglesas, ν tiene los valores de ft²/s. Las dos viscosidades están relacionadas por $\nu = \mu/\rho$, en donde ρ es la densidad del líquido o bien por $\nu = \mu/s_g$, en donde s_g es la densidad relativa.

Se utilizan otras unidades para expresar la viscosidad cinemática. Las más comunes son Segundos Saybolt Universales (SSU) o Segundos Saybolt Furo1 (SSF). Otros

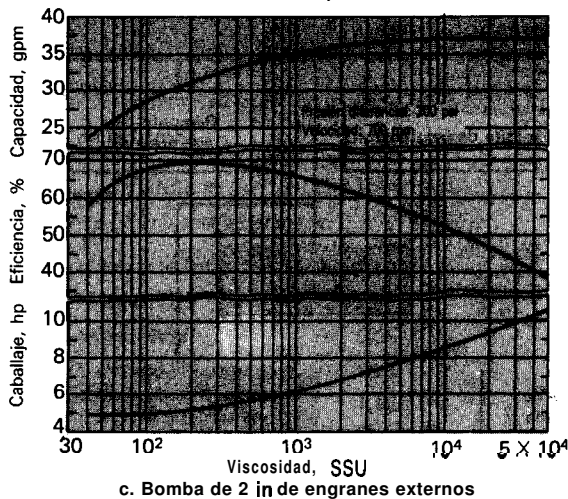
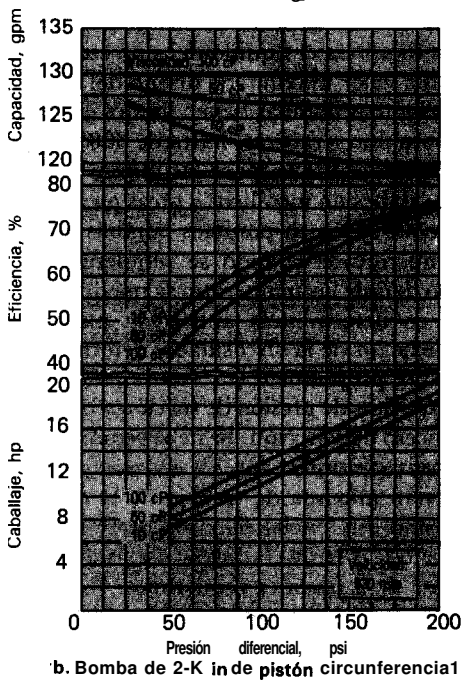
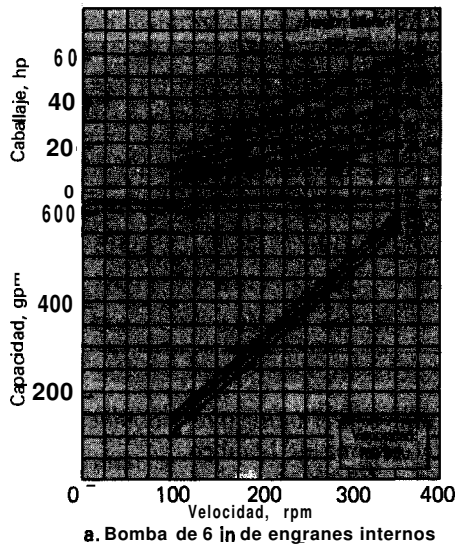


Fig. 3 Rendimiento típico de varios tipos de bombas rotatorias de desplazamiento positivo

viscómetros dan valores en segundos Redwood, grados Engler y otros. En la tabla 1 se indican las relaciones entre algunas unidades comunes de viscosidad.

El **número de Reynolds**, N_{Re} , de un líquido se necesita para establecer ecuaciones, gráficas o tablas y es una función de la viscosidad. Se define con

$$N_{Re} = dv\rho/\mu \quad (4)$$

en donde d = diámetro interior del tubo, ft; v = velocidad del líquido, ft/s; ρ = densidad del líquido lb/ft³ y μ = viscosidad absoluta del líquido, lb_m/(ft)(s).

Con el número de Reynolds, se puede obtener un factor de fricción, f , mediante el empleo de gráficas publicadas.^{2,3} Después, se utiliza el factor de fricción para resolver la fórmula de Darcy para la pérdida de carga h_L durante la circulación por un tubo:

$$h_L = f \left(\frac{L}{d} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (5)$$

en donde L = longitud del tubo, ft; d = diámetro interior del tubo, ft; v = velocidad del líquido, ft/s, y g = aceleración por la gravedad, ft/s².

Se deben aplicar principios similares al flujo en una bomba. Entonces, la viscosidad tiene una relación importante con la fricción dentro de la bomba e influye en forma directa en su volumen y requisitos de potencia para una presión dada de descarga. Se debe reconocer que la temperatura tiene un efecto importante en la viscosidad de un líquido y que si se conocen dos puntos de referencia, la viscosidad a una temperatura dada se puede calcular con exactitud razonable.⁴

Líquidos newtonianos y no newtonianos

Los líquidos en los que la viscosidad es constante a una temperatura dada y no varía con la velocidad de corte, se denominan newtonianos. La mayor parte de los aceites derivados del petróleo son newtonianos.

Los líquidos en los cuales varía la viscosidad de acuerdo con la velocidad de corte se denominan no newtonianos y algunos tipos son:

Tipo	Característica de viscosidad
Dilatador	Aumenta según sube la velocidad de corte.
Seudoplástico	La viscosidad aparente disminuye cuando aumenta la velocidad de corte.
Plásticos	Se debe aplicar fuerza antes de que, pueda empezar el flujo.
Tixotrópico	La viscosidad aparente disminuye durante el tiempo en que se aplica una fuerza de corte constante.
Reopéctico	La viscosidad aparente aumenta durante el tiempo en que se aplica un corte constante.

Tabla II Rendimiento de una bomba de 4 in de doble tornillo a 870 rpm

Presión diferencial, ΔP , psi	Viscosidad, cSt									
	35		100		300		1 000		5 000	
	gpm	hp	gpm	hp	gpm	hp	gpm	hp	gpm	hp
50	282	12.4	309	14.0	318	16.3	322	18.5	325	27.5
100	248	22.6	289	24.2	304	26.5	310	28.7	315	37.7
150	220	32.7	274	34.3	292	36.6	301	38.8	306	47.8
200	—	—	260	44.5	282	46.8	291	49.0	299	58.0

Los dos últimos tipos son más complejos porque la viscosidad aparente depende tanto de la velocidad de corte y el tiempo durante el cual se aplica el corte. Hay muchas fuentes de información de líquidos no newtonianos y su comportamiento.^{5,6,7}

En una bomba rotatoria, la velocidad de corte está en función de la velocidad de la bomba. Cuando el ingeniero define la viscosidad de un líquido para la aplicación de una bomba, debe tener cuidado especial de cerciorarse de que esta viscosidad represente el valor real del líquido en movimiento en el sistema especificado. Entonces, si se ha determinado el tamaño de la tubería que entra y sale de la bomba, se conocen la velocidad de ella y la velocidad de corte y con ello se puede determinar la viscosidad aproximada de los líquidos conocidos. Si no se cuenta con datos de la viscosidad, la única solución es una prueba del líquido en las condiciones de flujo que habrá en la aplicación real.

Aunque la viscosidad puede estar dentro de límites razonables de bombeo cuando circula el líquido, en algunos sistemas que manejan líquidos no newtonianos puede haber problemas para el arranque y el paro. Puede ser necesario lavar todo el sistema antes de detener una bomba o utilizar una máquina motriz más grande para poner en marcha la bomba. El ingeniero de proyectos de-

be consultar con el fabricante y obtener su ayuda para planear el sistema de bombeo.

Temperatura, presión y capacidad

Se debe prestar especial atención a la temperatura a la cual se bombea el líquido del proceso, pues no debe exceder del valor máximo de diseño del fabricante de la bomba. Algunas bombas tienen límites entre bajos y medianos para temperaturas, hasta de 300°F, debido a los materiales para juntas, para las placas no metálicas de desgaste, álabes no metálicos y otras piezas o el material de la carcasa. Hay disponibles bombas especiales para altas temperaturas cuando se requieren. También es necesario definir las temperaturas máxima y mínima esperadas en determinada aplicación para poder hacer cálculos exactos de la viscosidad y determinar el tamaño correcto del propulsor.

Los requisitos de presión de succión y descarga son parte del proceso de selección. Se debe estudiar el diseño propuesto para conocer:

- Presión máxima de trabajo de la carcasa.
- Presión diferencial máxima permisible.
- Reducción en la duración de la bomba cuando se utiliza con las presiones requeridas.

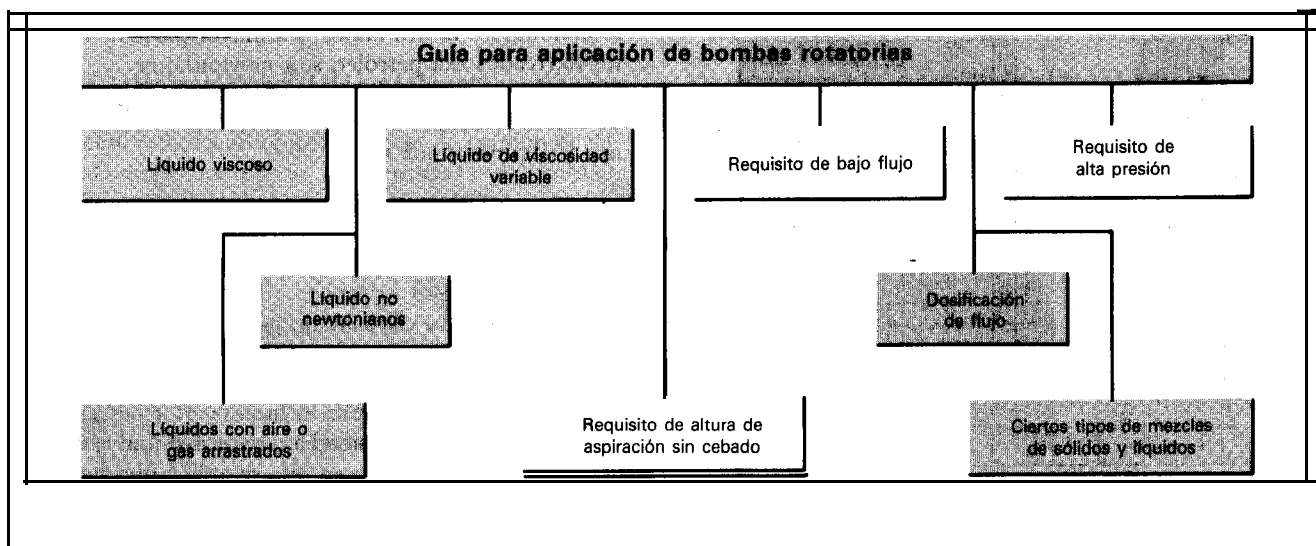


Fig. 4 Procesos de aplicación principal de bombas rotatorias de desplazamiento positivo

Tabla III Las condiciones de viscosidad influyen en la elección de la bomba

Servicio: bomba para carga	
Líquido	Solución de carga
Temperatura de bombeo, °F	80
Viscosidad a temperatura de bombeo, cP	500 (= 2 430 SSU)
Densidad relativa	0.95
Capacidad, gpm	300
Presión diferencial, psi	80 (= 195 ft) ¹
NPSH disponible, ft	14

Selección de la bomba	Centrífuga	Rotatoria
Tamaño bomba: { ANSI, in Doble tornillo, in	2X3X 10	4
Velocidad de la bomba, rpm	3 500	1750
Eficiencia, % (agua)	61	N/A
Corrección de eficiencia ¹	0.65	N/A
Eficiencia, % (líquido viscoso)	40	49
Caballaje al freno, bhp	35	28.5
Caballaje al final de la curva	65	N/A
Tamaño probable del motor, hp	75	40
NPSH requerida, ft	14	11
NPSH requerida, psi	—	4.5

¹De la gráfica en "Hydraulic Institute Standards".¹

N/A = No se aplica

Tabla IV Comparación de dos bombas para flujo bajo

Servicio: bomba para circulación de glicoles	
Líquido	Etilenglicol
Temperatura de bombeo, °F	60
Viscosidad a temperatura de bombeo, SSU	100
Densidad relativa	1.13
Capacidad, gpm	10
Presión diferencial, psi	30

Selección de la bomba	Centrífuga	Rotatoria
Tamaño bomba { ANSI, in Engranajes externos, in	1½ × 1 × 6	1
Velocidad de la bomba, rpm	3 500	1150
Eficiencia, % (agua)	23	N/A
Corrección de eficiencia ¹	0.65	N/A
Eficiencia, % (líquido viscoso)	15.5	35
Caballaje al freno, bhp	1.13	0.5
Caballaje al final de la curva	2.4	N/A
Tamaño probable del motor, hp	20 3	¾ o 1

¹De la gráfica en "Hydraulic Institute Standards".¹

N/A = No disponible

■ El efecto en el flujo nominal de la relación entre la pérdida y la presión real requerida.

La capacidad de la bomba se debe expresar para las condiciones reales de funcionamiento que incluyen los límites máximo y mínimo de temperatura y viscosidad. La bomba rotatoria, al contrario de la centrífuga, produce flujo casi constante a una velocidad dada y sólo varía ligeramente con el aumento en la presión 0 en la viscosidad. Por ello, se selecciona la bomba para la capacidad requerida en las peores condiciones posibles de operación respecto a las pérdidas; la capacidad adicional se obtiene con otras viscosidades, temperaturas o presiones.

Caballaje de la bomba

Los requisitos de potencia de las bombas rotatorias, igual que en las demás se determinan con base en:

$$(BHP) = \frac{Q\Delta P}{1\,714E_p} \quad (6)$$

en donde BHP = potencia entregada en el eje o árbol propulsor de la bomba, hp; Q = capacidad, gpm; ΔP = presión diferencial, psi y E_p = eficiencia de la bomba en decimales.

No es fácil obtener tablas de eficiencia de las bombas; los datos de los fabricantes se presentan en forma de gráficas o curvas que no indican la eficiencia. Salvo que el ingeniero desee calcular u obtener datos de eficiencia del fabricante, se pueden utilizar con cautela sus gráficas o curvas para obtener la potencia requerida. En la tabla II y en la figura 3 aparecen los datos de rendimiento de cuatro tipos de bombas rotatorias e incluyen los calculados con la información del fabricante para indicar la eficiencia.

En la figura 4 se indican los usos principales de bombas rotatorias en la IPQ. Los siguientes comentarios de algunos de esos factores mostrarán por qué se selecciona una bomba rotatoria.

Flujo viscoso o viscosidad variable

Si el líquido bombeado tiene una viscosidad, a temperatura de bombeo, de 100 SSU o mayor y, en especial si es mucha mayor, la bomba rotatoria puede ser la mejor o quizá la única elección. Algunas rotatorias se utilizan con líquidos con viscosidad hasta de 1 millón de SSU, o sea los que no se pueden manejar con ningún otro tipo de bomba.

En Hydraulic Institute Standards¹ se incluye una gráfica que indica la forma de despotenciar una bomba centrífuga para trabajar con líquidos viscosos; para una aplicación dada, el estudio de esta gráfica puede convencer al usuario de que utilice una rotatoria. Esto ocurre en particular si hay posibles variaciones en la temperatura de bombeo o si no se conoce la viscosidad real y hay que calcularla. Se podría aplicar una regla empírica: "En caso de duda de la viscosidad real, hágase un cálculo conservador, utilícese una bomba rotatoria con máquina motriz de tamaño sobrado". En la tabla III aparecen datos

para bombear líquido viscoso y se indica que la bomba rotatoria es mejor elección que la centrífuga.

Requisito de bajo flujo

El ingeniero de proceso suele verse en la necesidad de utilizar bombas para muy bajo flujo que puedan funcionar con eficiencia y estabilidad razonables. Hay algunas bombas rotatorias, mucho más pequeñas que cualquier centrífuga, disponibles para flujos de 0.5 a 3 gpm y dentro de su gama de presión serán las más económicas. En la tabla IV se indica cómo se puede hacer una comparación de dos bombas para flujo muy bajo.

Aplicación para altura de aspiración

Se hará referencia de nuevo al sistema de la figura 2. En este caso, se requiere altura de aspiración, que se puede lograr con facilidad con una bomba rotatoria de arranque y paro automático, si se desea. La bomba manejará líquido y gas arrastrado hasta que se llene por completo con líquido y, luego, entregará toda su capacidad nominal.

En la figura 5 se ilustra la relación entre $(NPSH)_R$ y la velocidad de la bomba y la viscosidad para un tamaño y tipo particulares de bomba. Estas relaciones se derivan de la premisa de que la $(NPSH)_R$ está en función del tiempo para que el líquido entre a la bomba y la llene. También la bomba rotatoria tiene un límite de la altura de aspiración cuando aumenta la viscosidad. Esto pone de relieve la importancia de determinar y especificar la viscosidad máxima en cualquier aplicación, en especial si hay altura de aspiración.

En la figura 6 se ilustra cómo la misma aplicación que la figura 2 tendría limitaciones en la altura de aspiración en determinada bomba conforme aumenta la viscosidad. Para hacer la selección preliminar, se necesitan suficientes datos de la $NPSH$ requerida por la bomba. No todos los fabricantes han publicado esos datos.

Para esa aplicación (Fig. 2) con una bomba centrífuga, se necesitaría una vertical sumergida o una horizontal autocebante, salvo que se pueda permitir el cebado en la superficie antes de cada arranque. Las válvulas de pie en 1-s tubos de succión pueden servir para el cebado, pero son muy susceptibles de fugas, desgaste y funcionamiento errático. Entonces, la bomba rotatoria parece ser la mejor elección.

Mezclas de líquidos y sólidos

Aunque, por lo general, no es aceptable bombear una pasta aguada en una bomba con holguras pequeñas, las bombas rotatorias pueden manejar algunas mezclas de líquidos y sólidos y semilíquidas. La rotatoria puede ser buena elección para aplicaciones que requieren flujo reducido o variable o con mezclas de diferentes composiciones. En este caso se aplica en particular la bomba de tornillo sencillo o de tornillo doble.

Hay algunos tipos con tolvas de entrada (Fig. 7) y su fabricante dice "si el material puede entrar a la bomba,

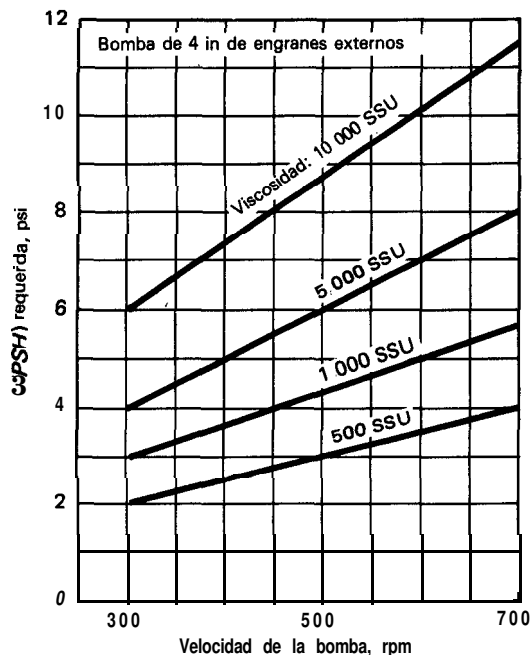
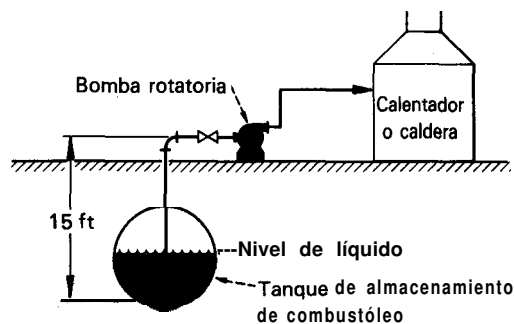


Fig. 5 La velocidad de la bomba y la viscosidad influyen en la $NPSH$ requerida



$$(NPSH)_A = P_{\text{tanque}} - P_{\text{tubo}} - \text{altura aspiración} - \text{presión de vapor}$$

$(NPSH)_A$ debe ser igual o mayor que $(NPSH)_R$

Temperatura, °F	150	125	90	75
Densidad relativa a temp	0.90	0.91	0.92	0.93
Viscosidad a temperatura, SSU 500	1 000	5 000	10 000	
Presión en tanque, psia	14.7	14.7	14.7	14.7
Pérdida por fricción, psi/ft	0.006	0.012	0.06	0.12
Pérdida en 25 ft de tubo de succión, psi	-0.15	-0.3	-1.5	-3.0
Presión de vapor (supuesta) psi	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2
$(NPSH)_R$ (Fig. 51, psi)	4	5.5	8	11.5
Altura máxima succión, psi	10.35	8.7	5.0	0
Altura máxima succión, ft	26	22	12.6	0

Fig. 6 La viscosidad controla la capacidad de elevación de una bomba de tamaño y velocidad dados

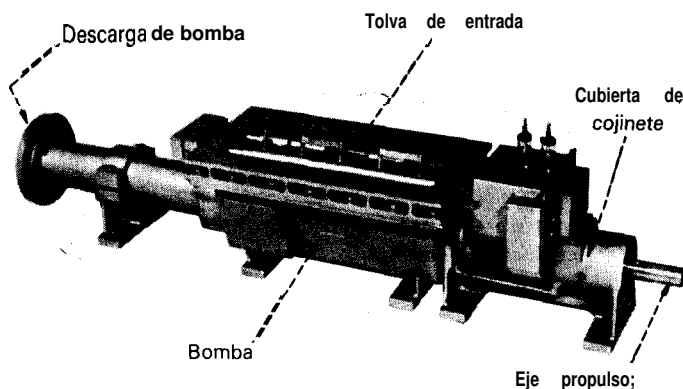


Fig. 7 La tolva de entrada permite a la bomba manejar mezclas de líquidos y sólidos

se puede bombear". Hay que tener cuidado al seleccionar una bomba rotatoria para esa aplicación, pues por lo general debe tener cojinetes externos con lubricación independiente y aislados de la mezcla que se bombea; también se suele requerir baja velocidad. A menudo se **pueden** necesitar propulsiones de velocidad variable para aceptar los cambios en la composición de la mezcla o las variaciones en los requisitos de flujo del proceso.

Hay que evitar los materiales abrasivos porque las bombas con holguras reducidas perderán eficiencia conforme ocurre el desgaste. En ocasiones, puede ser más económico utilizar una bomba rotatoria de bajo costo para desecharla pronto en un servicio pesado, en vez de luchar con una bomba costosa de otro tipo que no sea idónea para el gasto o viscosidad en la aplicación.

Fluidos no newtonianos

Cuando se bombean fluidos no newtonianos el objetivo es mantener la velocidad lo más constante que se pueda cuando el fluido entra por la tubería a la bomba y sale de ella; este objetivo **no** se logra con una bomba centrífuga. En realidad, hay desventajas porque el principio básico de funcionamiento de las centrifugas es aumentar la velocidad del fluido con el impulsor.

Según sea su tamaño de diseño, ciertos tipos de rotatorias tienen mínimo cambio en la velocidad del fluido

cuando entra a la bomba y circula en ella. Las bombas utilizadas en la industria de procesamiento de alimentos tienen excelente funcionamiento con fluidos no newtonianos y el ingeniero químico debe tenerlas en cuenta si se va a manejar esa clase de fluidos.

Para obtener la aplicación correcta, el ingeniero de proceso debe determinar primero la viscosidad real o aparente del fluido en las condiciones durante el bombeo. Esto se puede hacer mediante pruebas, con datos de aplicaciones similares o los del fabricante. El diseño del sistema y la selección de la bomba se deben estudiar al mismo tiempo. Si se desea, un plano de detalle de la bomba considerada puede permitir el cálculo de la velocidad de flujo dentro de la bomba y el probable rendimiento de ella con un líquido dado.

Las pruebas en laboratorio o en planta piloto darán los datos para confirmar los cálculos. Sin embargo, se puede requerir operación a escala real en condiciones idénticas o casi idénticas para tener una seguridad de que la bomba seleccionada para el proceso es la correcta.

Líquidos de baja viscosidad

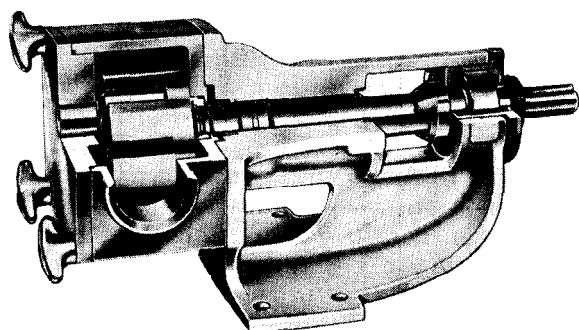
Aunque la bomba rotatoria es más adecuada para líquidos con viscosidad mayor a 100 SSU también se puede emplear con los de baja viscosidad. La eficiencia será menor y habrá más pérdidas en la bomba, que si se tuviera a la misma velocidad y con un líquido más viscoso. Entonces ¿por qué se debe seleccionar una bomba rotatoria?

La bomba rotatoria es una buena elección para aplicaciones con bajo flujo o cuando la misma bomba debe manejar líquidos de viscosidad variable. Al especificar las condiciones de servicio de la bomba, se debe indicar la gama de viscosidades a las temperaturas necesarias para que la bomba seleccionada pueda ofrecer:

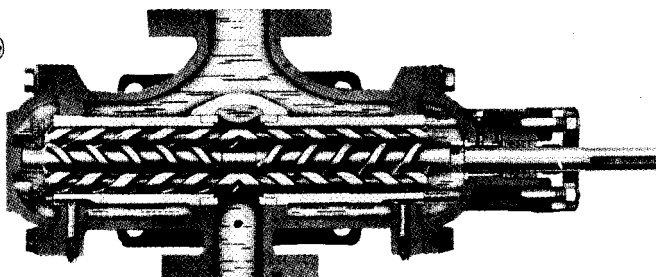
- La capacidad requerida con la mínima viscosidad.
- Suficiente potencia para manejar la capacidad con la máxima viscosidad.

Otras bombas rotatorias

Hay disponibles bombas del tipo llamado "sanitario" (Fig. 8a), que suelen ser de acero inoxidable y se desar-



a. Bomba "sanitaria" de desarmado rápido



b. Bomba rotatoria con camisa de vapor

Fig. 8 Ejemplos de bombas rotatorias para usos especiales

man con facilidad para limpiarlas. Sus aplicaciones principales son para procesamiento de alimentos y confitería, pero se pueden utilizar en otras aplicaciones en la IPQ.

Las bombas con camisa de vapor (Fig. 8b) se utilizan para manejo de productos de petróleo, como en las plantas de asfalto en donde la temperatura de bombeo debe ser lo bastante alta para que haya flujo en el proceso. Se debe considerar si esta bomba debe tener cojinetes internos o externos. Aunque las del tipo de cojinete interno se utilizan con camisas de vapor, hay que tener la seguridad de que el líquido caliente y la lubricación de los cojinetes son compatibles. El tipo de cojinete externo tiene la desventaja de que necesita cuatro estoperos o sellos entre la bomba y la atmósfera.

La bomba rotatoria puede dosificar líquidos con mucha exactitud. Si el líquido es limpio, es decir, no es abrasivo ni corrosivo, y con viscosidad constante o casi constante, entonces la capacidad de la bomba será constante a una velocidad dada, hasta que se empiece a reducir por el desgaste.

Hay disponibles bombas rotatorias de alta presión para sistemas hidráulicos de alta presión o como bombas para aceite de sello en compresores de alta presión. Para ese servicio se requiere poca cantidad y los líquidos son de viscosidad moderada. Ambas son buenas razones para utilizar una bomba rotatoria en vez de una centrífuga. Aunque se podría utilizar una bomba reciprocante de émbolos, el flujo a pulsaciones no suele ser deseable.

Unidades motrices

En casi todas las bombas rotatorias se utilizan motores eléctricos. También se utilizan turbinas de vapor, en especial en bombas de alta velocidad como las de tres tornillos, que tienen aplicación en especial para bombear lubricante y aceite de sello para compresores y turbinas grandes en donde es esencial que siga funcionando el sistema de circulación de aceite si se interrumpe la corriente eléctrica.

A veces se utilizan motores de gas o Diesel en lugares alejados para grupos de bombeo en campos petroleros, patios de tanques o instalaciones para carga en lugares aislados. Por razones de seguridad y de contaminación ambiental, rara vez se utilizan motores de combustión interna en las plantas de proceso.

Dado que la mayor parte de las bombas rotatorias trabajan a baja velocidad, la selección de la unidad motriz incluye especificar un método para reducir la velocidad del motor o turbina o el empleo de un motor de baja velocidad. Las transmisiones con bandas V o cadenas son aceptables para reducir la velocidad del motor. La bomba debe tener cojinetes que permitan el empleo de una carga suspendida sin deformación del mecanismo de la bomba.

Algunas bombas estándar se pueden modificar para utilizar transmisión suspendida con bandas V o cadenas con la adición de otro cojinete dentro de la bomba o con un cojinete o chumacera externo con o sin eje intermedio y acoplamiento.

Otra opción es el empleo de un reductor de engranes de acoplamiento directo para unidades grandes o para procesos en donde no se desean las bandas V (correas trapecoidales) por razones de seguridad. El reductor disminuirá la velocidad del motor o turbina a la requerida para cualquier tipo de bomba. Es más común el empleo de motores que tienen reductores de velocidad integrales y poleas o catarinas de paso variable. Aunque estas unidades motrices tienen mayor costo inicial que los de velocidad fija, a menudo ahorrarán energía y pueden ser la elección más económica. También hay motores de frecuencia variable que también ahorran energía si son del tipo correcto.

El método más directo y confiable es hacer coincidir la velocidad necesaria en la bomba con la del motor, por ejemplo, 1 750, 1 175 u 870 rpm para circuitos de 60 Hz. No se necesitan bandas, cadenas ni engranes. Sin em-

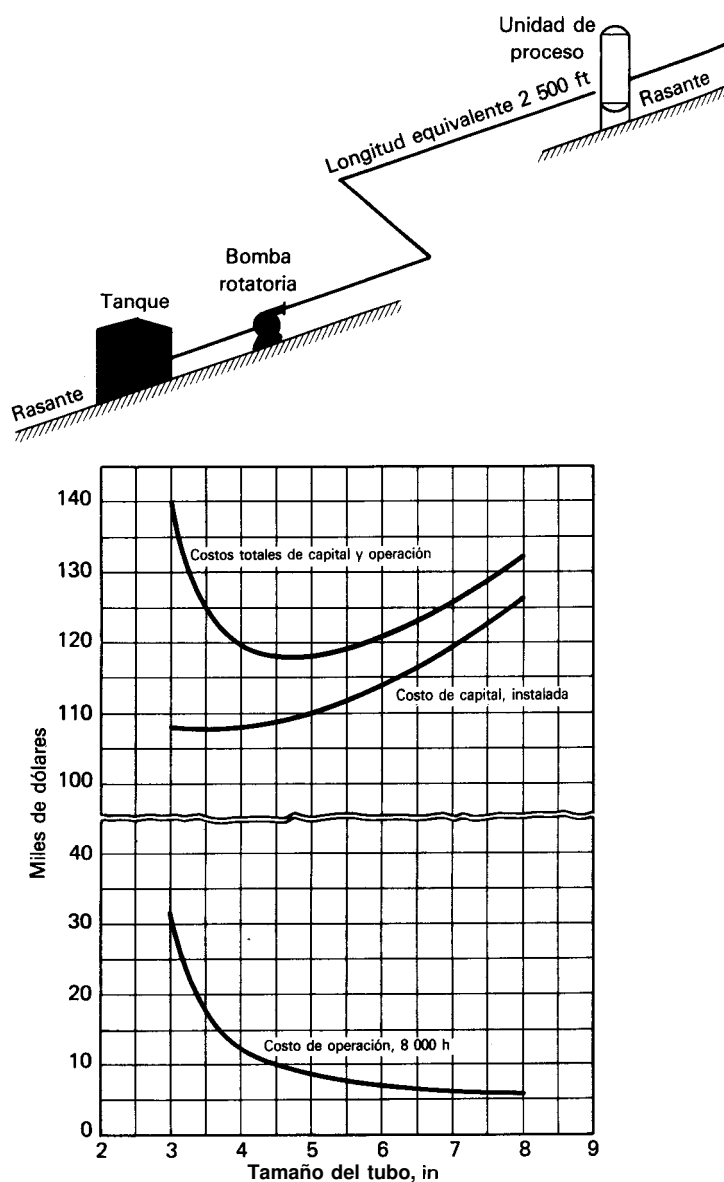


Fig. 9 Estudio de optimización de costos de un sistema de bombeo

Tabla V Datos y cálculos para el estudio de optimización

Líquido	Aceite de motor SAE 10W-30			
Volumen de bombeo, gpm	200			
Temperatura de bombeo, °F	100			
Densidad relativa	0.8			
Viscosidad, SSU	3 000 a 40 °F			
	Caso A	Caso B	Caso C	Caso D
Tamaño de tubo de descarga, in	3	4	6	8
Pérdida por fricción, psi en 1 000 ft	378	126	23.4	8.1
Pérdida en la tubería, psi	945	315	58.5	20.3
Presión terminal, psi	100	100	100	100
Carga estática (aprox. 30 ft), psi	12	12	12	12
Presión total de descarga requerida, psi	1 057	427	170.5	132.2
Presión de succión (supuesta), psi	- 3	- 3	- 1	- 1
Presión diferencial de la bomba, psi	1 060	430	171.5	133.3
Tipo y tamaño de la bomba	Doble tornillo, 4 in			
Caballaje al freno (según gráfica o curva del fabricante) bhp	179	69	41	33
Potencia del motor, hp	200	75	50	40
Costo de potencia (30 mil/kWh, 8 000 h de operación) \$	32 048	12 374	7 341	5 908
Costo de la bomba y motor, \$	26 145	15676	10 980	10.660
Costo de instalación, \$	6 536	3919	2 745	2 665
Costo de tubería instalada, \$	75 000	87 500	100 000	112 500
Costo total de capital (instalada), \$	107 681	107 095	113,725	125 825

bargo, se suele necesitar una bomba de tamaño un poco más grande, pues rara vez es posible hacer coincidir los requisitos del proceso con la velocidad del motor.

Desahogo de presión y sobrecarga del motor

Para determinar el tamaño del propulsor, el ingeniero debe recordar que las bombas rotatorias de desplazamiento positivo continúan bombeando cuando aumenta la presión. Al contrario de la bomba centrífuga que llega a un límite de presión y potencia a cierta velocidad, la rotatoria seguirá absorbiendo potencia si aumenta la presión. Si el aumento en la potencia es muy grande se puede sobrecargar el motor, con lo cual funcionarían los dispositivos protectores y producirían el paro del motor.

Las válvulas de desahogo ("alivio") de presión siempre se necesitan en los sistemas con bomba rotatoria y se gradúan un poco más que la presión máxima de descarga para proteger la carcasa de la bomba y los componentes de corriente abajo si sube mucho la presión. Muchas bombas rotatorias tienen válvulas de desahogo integrales destinadas principalmente a proteger la carcasa.

La Norma API 676 no permite el empleo de válvulas de desahogo integrales. El sistema preferido es una válvula de desahogo externa, del tamaño requerido, en la tubería diseñada para devolver el líquido a la fuente de succión en un lugar a una distancia suficiente corriente arriba de la bomba para evitar el sobrecalentamiento.

Para determinar el tamaño de la máquina motriz, el ingeniero debe tener en cuenta la viscosidad y presión máximas con que trabajará la bomba en el sistema propuesto. Se debe agregar de 10 a 15% para aumento de presión antes de que abra por completo la válvula de desahogo. El motor debe ser del tamaño que permita el funcionamiento en esas condiciones. Hay una vieja regla empírica para las bombas rotatorias que sigue vigente: "Un motor de tamaño más grande es una buena inversión".

Control de flujo en bombas rotatorias

Debido a que en la bomba rotatoria de desplazamiento positivo casi no varía la capacidad según la presión a una velocidad dada, el ingeniero debe tener en cuenta una importante diferencia con los métodos de control utilizados en otros tipos de bombas.

En un proceso en que se emplea bomba centrífuga, se suele incluir una válvula de control que estrangula la salida de la bomba en respuesta a una señal de flujo o presión en el proceso. Este control es factible en una amplia gama de funcionamiento de la bomba centrífuga.

En la bomba rotatoria, la estrangulación de la descarga no reducirá el flujo sino que hará que aumente la presión en el sistema y se incrementa la potencia requerida por la bomba. El método correcto de control del proceso es una válvula de derivación (*bypass*) desde la descarga de la bomba hasta la fuente de succión. El tubo de derivación debe retornar a la succión a una distancia suficiente de la bomba para que no se sobrecaliente el líquido al volver a pasar por la bomba. La válvula de derivación también funcionará con una señal de flujo o presión del proceso en el tubo de descarga o en el punto final del sistema de bombeo. Con este control no se ahorra energía, pues todo el volumen se mueve con la bomba y absorbe la potencia requerida al flujo nominal.

Otro método de control disponible varía la velocidad de rotación de la bomba. Se puede hacer con un motor o turbina de velocidad variable y producir el ajuste de la velocidad en respuesta a una señal del proceso. Otra opción es un motor eléctrico de velocidad variable cuya velocidad cambie en respuesta a una señal eléctrica. Las bombas rotatorias se pueden controlar con acoplamientos hidráulicos o eléctricos de velocidad variable o con transmisiones con bandas V de paso variable con control manual o automático. Todas estas unidades motrices de velocidad variable permitirán ahorros considerables de energía a baja velocidad, pues se bombea menos líquido. Por supuesto, hay que tener en cuenta la ineficiencia de algunas unidades motrices, en especial cuando se desean grandes variaciones en la velocidad.

Optimización de los sistemas de bombeo

Aunque cualquier sistema de bombeo se puede optimizar con respecto al costo inicial en contra del costo de operación, un buen ejemplo de un estudio de optimización es un sistema que maneja un líquido viscoso. En la figura 9 se muestra un sistema para el cual se acopiaron suficientes datos para trazar la curva de optimización. En este ejemplo se considera que el gasto y las propiedades del líquido son constantes. La principal variable que influye en la presión es el tamaño de la tubería de descarga. Las variaciones en los valores de fricción en los tubos de diferentes tamaños aparecen como una amplia gama de requisitos de la presión total de descarga de la bomba (Tabla V).

Se selecciona una bomba para cada uno de los cuatro casos y se determinan los requisitos de potencia con los datos del fabricante. Se hacen cálculos de costos de cada bomba con el motor del tamaño necesario. Se agregan los costos de instalación sea con un método de factores como función del costo de la bomba o mediante un cálculo detallado. El costo instalado de la tubería es el último factor en los costos de instalación. Luego, se calculan los costos de operación de la bomba con base en el *costo* supuesto de la energía y el tiempo de funcionamiento; en este ejemplo, el tiempo es de un año o de 8 000

horas. Después, se trazan los costos de capital y los costos de operación de toda la instalación. La optimización se determina con facilidad con la curva de la figura 9.

Materiales de construcción

El hierro fundido y el bronce son los materiales más comunes, pero se pueden necesitar bombas con carcasa y piezas internas de hierro dúctil, acero al carbono y acero inoxidable para algunos procesos y se pueden obtener con muchos fabricantes. No todos los diseños están disponibles con todos los materiales. En algunos casos, los requisitos de materiales pueden restringir la selección a ciertos tipos de bombas.

Especificaciones de las bombas rotatorias

Se puede necesitar una especificación detallada de una bomba rotatoria. Debe incluir, en un orden lógico, las condiciones de operación, requisitos del servicio, requisitos del diseño de la bomba, accesorios, unidad motriz, pruebas, preparación para embarque, etc.

Debido a que no existían normas para las bombas rotatorias utilizadas en la IPQ, el subcomité de equipo mecánico, división de refinación del American Petroleum Institute (API) hizo el proyecto de la norma "Positive Displacement Pumps, Rotary Type" que fue publicado como Norma API 676 y la intención es servir como referencia para especificaciones mínimas a usuarios y fabricantes. El autor fue el presidente de dicho comité con la participación de usuarios, contratistas y fabricantes de bombas.

La Norma ayuda a los usuarios y fabricantes como referencia para las especificaciones mínimas en la IPQ. Pero hay otro factor. Debido a los muchos tipos, velocidades, principios diferentes de funcionamiento y diseños especiales no se puede expedir una norma que abarque todos los aspectos de cada bomba rotatoria.

Igual que para otras especificaciones de maquinaria, el usuario debe diseñar las necesidades del proceso con el fabricante en una forma ordenada, lógica y congruente para seleccionar la bomba disponible adecuada para cada requisito. Un mejor conocimiento de los principios y capacidades de las bombas rotatorias permitirá que se especifiquen cada vez más para procesos importantes.

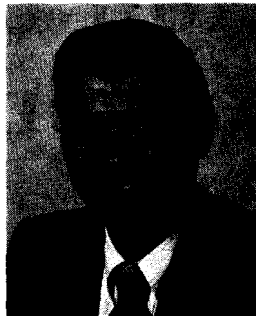
Agradecimientos

El autor agradece el empleo de material de los siguientes fabricantes de bombas rotatorias: Allweiler Pump Inc.; Blackmer Pump Div., Dover Corp.; Eco Pump Corp.; Crane Deming Pumps; Delaval Turbine Inc.; Foster Pump Works, Inc.; Roper Pump Co.; Tri = Clover Div., Ladish Co.; Tuthill Pump Div., Tuthill Corp.; Viking Pump Div., Houdaille Industries; Warren Pumps Inc., subsidiaria de Houdaille Industries; Waukesha Foundry Div., Abex Corp.; Worthington Pumps, Inc.

Referencias

1. "Hydraulic Institute Standards," 13th ed., Hydraulic Institute, Cleveland, Ohio, 1975.
2. "Cameron Hydraulic Data," 15th ed., Ingersoll-Rand Co., Woodcliff Lake, NJ., 1977.
3. "Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe," Technical Paper 410, Crane Co., Chicago, 1974.
4. Viscosity-Temperature Charts for Liquid Petroleum Products, A S T M Standard D341-77, American Soc. for Testing and Materials, Philadelphia.
5. Skelland, A. H. P., "Non-Newtonian Flow and Heat Transfer," Wiley, New York, 1967.
6. Walters, K., "Rheometry," Wiley, New York, 1975.
7. Streeter, V. L., ed., "Handbook of Fluid Dynamics," Section 7 by A. B. Metzner, McGraw-Hill, New York, 1961.

El autor



Richard F. Neerken es ingeniero en jefe y gerente de sección de equipo rotatorio de The Ralph M. Parsons Co., Pasadena, CA 9124. Ingresó a Parsons en 1957 y ha trabajado en forma continua con máquinas rotatorias, como bombas, turbinas, compresores, bombas y motores en muchos proyectos de la empresa. Dirige un grupo de más de treinta ingenieros que hacen trabajos similares para Parsons en todo el mundo. Tiene título de ingeniero mecánico del California Institute of Technology, es ingeniero profesional en California y miembro del Subcontractors' Subcommittee on Mechanical Equipment en el API.

Prevención de la cavitación en bombas rotatorias de engranes

Aunque estas bombas pueden trabajar en condiciones de vacío, si se asegura una presión neta de entrada adecuada se evitarán la reducción en la capacidad, flujo errático, aumento en ruido y vibración, y daños a la bomba.

Allan R. Budris, Worthington Pump Corp.

Mucho se ha escrito de los requisitos de carga neta positiva de succión ($NPSH_R$) en las bombas centrífugas y del efecto de la cavitación en ellas, pero debido a la capacidad de las bombas rotatorias de engranes para ser autocebantes y manejar vapores, no se suele publicar su ($NPSH_R$). Empero, a estas bombas las perjudica la cavitación casi en la misma forma que a las centrífugas, aunque pueden soportar un contenido mucho más alto de vapores y no quedar obstruidas por bolsas de vapor.

En las bombas centrífugas, la ($NPSH_R$) es un término correcto; para las bombas rotatorias es más correcto mencionar la presión neta requerida de entrada, $RNIP$, en psi. El Hydraulic Institute¹ define la $RNIP$ como la presión absoluta por arriba de la presión de vapor del lí-

quido en la entrada de la bomba que se requiere para evitar los fenómenos indeseables de la cavitación.

El fenómeno más común que se debe evitar es la pérdida de capacidad. En la figura 1 se ilustra cómo se reduce la capacidad de salida de una bomba rotatoria cuando se reduce la presión de entrada a la bomba a menos del valor crítico.² La $RNIP$ se mide con la presión de vapor del líquido en el punto de funcionamiento o capacidad mínimos satisfactorios. Este punto es entre 90 a 97 % de la capacidad normal de la bomba. Otros fenómenos indeseables incluyen daños a la bomba, más ruido, vibración y pulsaciones del flujo y de la presión en la descarga de la bomba.

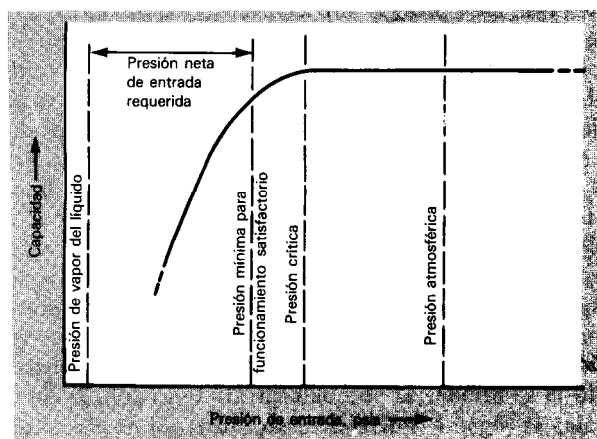


Fig. 1 La capacidad de salida se reduce con rapidez cuando la presión en la entrada baja a menos de la crítica

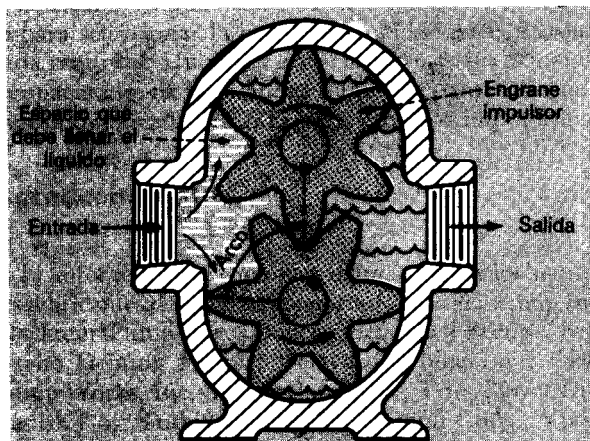


Fig. 2 El líquido debe llenar por completo el espacio entre los dientes para evitar la cavitación

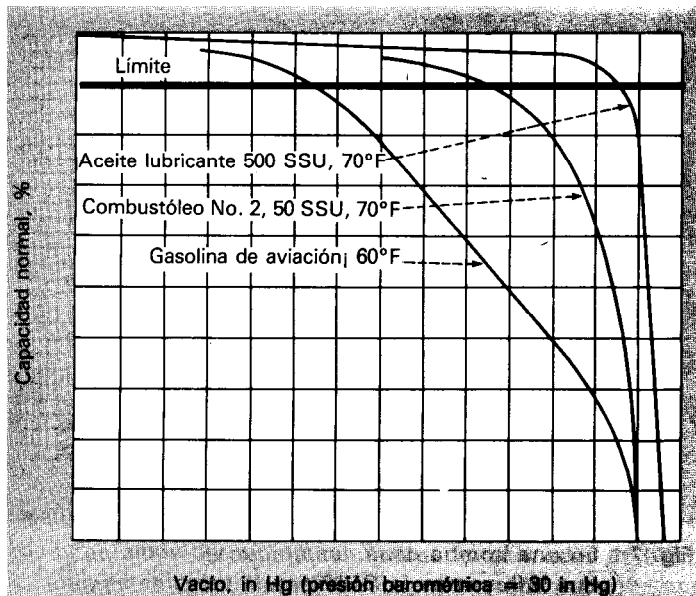


Fig. 3 No suele ser aconsejable operar a menos del 90% de la capacidad normal

Efectos de la cavitación

La cavitación en las bombas rotatorias de engranes ocurre cuando el líquido no tiene suficiente energía para llenar por completo el espacio entre los dientes de los engranes desde el momento en que se separan hasta que forman cavidades cerradas con la carcasa (Fig. 2). Si el líquido no puede llenar las cavidades, entonces se vaporizará. Esta vaporización parcial y el posterior aplastamiento de las burbujas de vapor cuando llegan a una región de presión más alta dentro de la bomba es lo que ocasiona la cavitación. Si se aumentan la viscosidad del líquido, la velocidad de rotación o el tamaño de la cavidad entre los dientes, se aumentará la presión neta de entrada requerida para las cavidades entre los dientes se llenen por completo con el líquido.

Debido a sus buenas características de autocebado y de manejo, a veces, las bombas rotatorias, pueden tra-

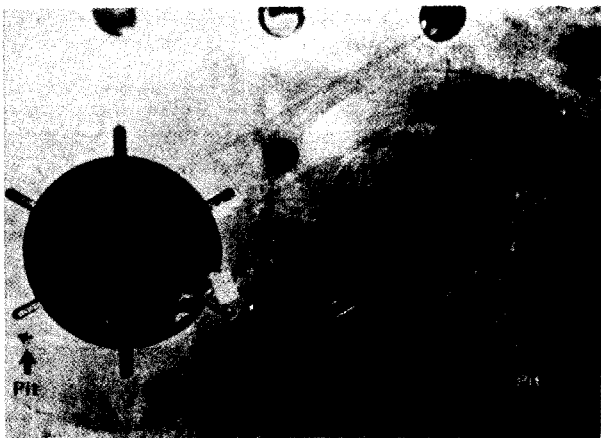


Fig. 4 Daños por cavitación en placa lateral de bomba de engranes externos

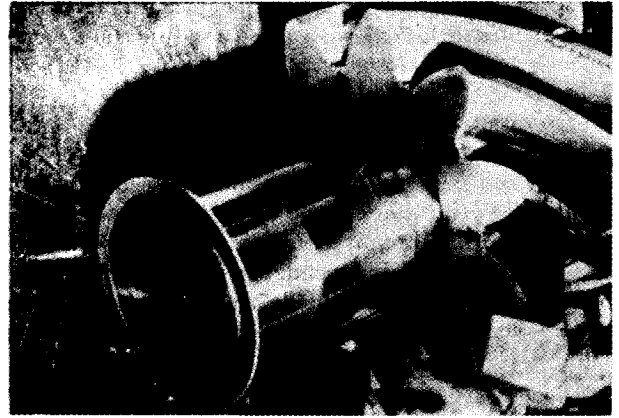


Fig. 5 Picadura de engranes por cavitación

bajar en condiciones casi imposibles de succión. Por ejemplo, con líquidos no volátiles pueden funcionar con vacíos hasta de 28 a 29.5 in de mercurio. Además, la mayor parte de los líquidos que manejan las bombas de engranes no son homogéneos, por ejemplo los productos de petróleo. Las diversas fracciones se vaporizan y condensan a diferentes temperaturas y presiones. Esto significa que se consume menos energía en cualquier situación dada, por lo cual la erosión producida por la cavitación no es tan seria ni destructora como con los líquidos homogéneos que maneja una bomba centrífuga.

En la figura 3 se ilustra el efecto aproximado de operar con vacío en tres líquidos típicos. Como se verá no suele ser aconsejable operar muy por abajo del 90% de la capacidad normal. Es preferible rediseñar la instalación para minimizar el vacío.

Se debe mencionar que las bombas rotatorias de engranes se pueden dañar por la cavitación, aunque no es común. Esto ocurre en especial con líquidos de baja viscosidad, con los cuales el aplastamiento de las burbujas de vapor puede ser muy rápido. En la figura 4 se ilustra el efecto de la cavitación en la placa lateral de una bomba de engranes externos después de 900 horas de operación; el líquido era aceite lubricante con viscosidad de

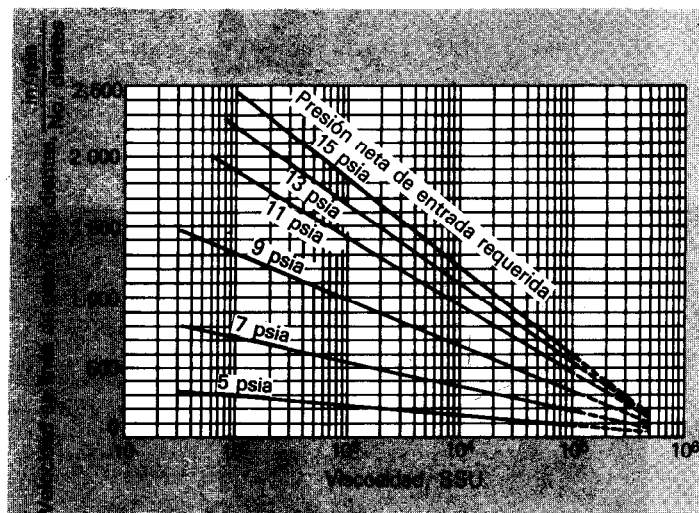


Fig. 6 Relación entre variables que determinan la RNIP

110 SSU. En la figura 5 se muestra la picadura en la raíz de los dientes de los engranes junto a la superficie correlativa de la placa lateral.

Predicción de la cavitación

La presión neta de entrada requerida en una bomba de engranes externos depende de diversos factores relacionados; los más importantes son: viscosidad del líquido, velocidad de los dientes de los engranes (velocidad en la línea de paso) y tamaño de la cavidad entre dientes que es inversamente proporcional al número de dientes (Tabla 1).

El efecto general de estos factores interrelacionados aparece en la figura 6. Se apreciará que para una presión neta dada de entrada se debe reducir la velocidad de la bomba conforme aumenta la viscosidad del líquido. Además, según aumenta el diámetro de paso de los engranes o se reduce el número de dientes, hay que hacer funcionar la bomba a menos velocidad para una viscosidad y presión neta de entradas dadas.

La aplicación de los límites de **RNZP** en una bomba con diámetro de paso y número de dientes fijos da la curva de la figura 7. Las únicas variables son la velocidad de la bomba, la viscosidad del líquido y la **RNZP**.

Tabla 1 El tamaño de la cavidad entre dientes es inversamente proporcional al número de dientes

La presión neta de entrada requerida depende de:

- Viscosidad del líquido
- Velocidad en línea de paso (diám. de paso de engranes $\times \pi \times$ rpm)
- Número de dientes de engranes

Tamaño de los dientes	Paso	No. de dientes	Tamaño de los dientes	Paso	No. de dientes
	48	96		6	16
	32	64		6	12
	24	48		6	10
	20	40		4	8
	16	32		3	6
	12	24			
	10	20			

Para diámetro de paso de 2 in

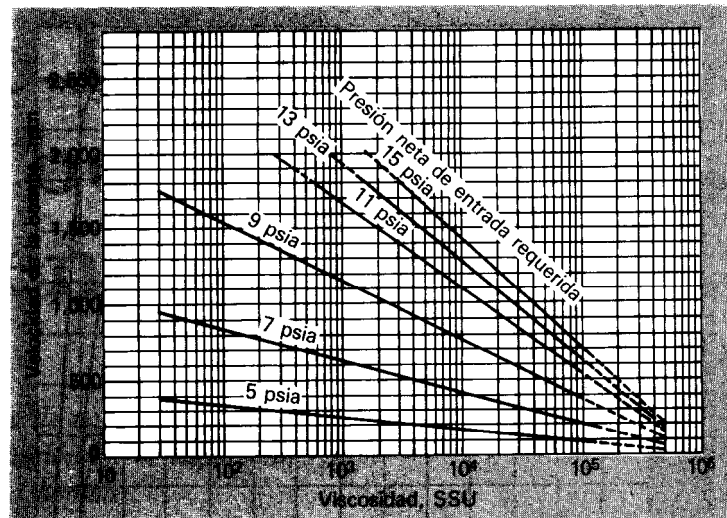


Fig. 7 En una bomba dada, las únicas variables que influyen en la **RNZP** son la velocidad y la viscosidad del líquido

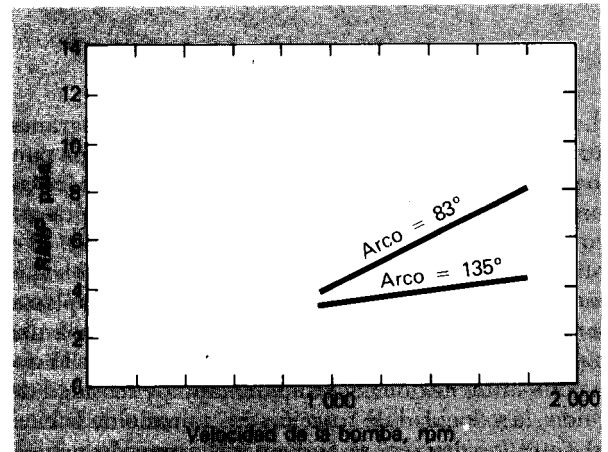


Fig. 8 El aumento del arco de entrada en la carcasa reduce la **RNZP**

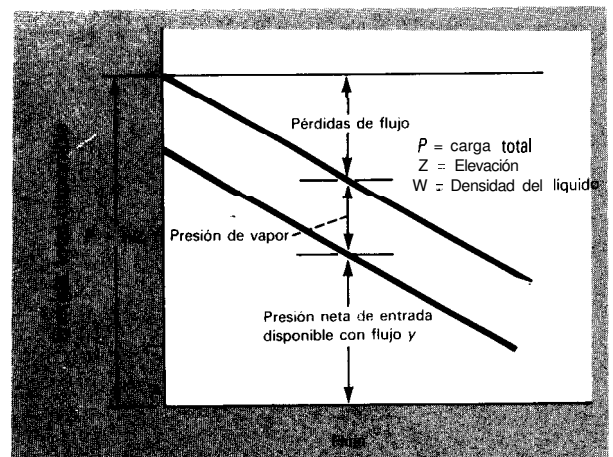


Fig. 9 La **NIPA** es igual a la energía total disponible menos las pérdidas de flujo y la presión de vapor del líquido

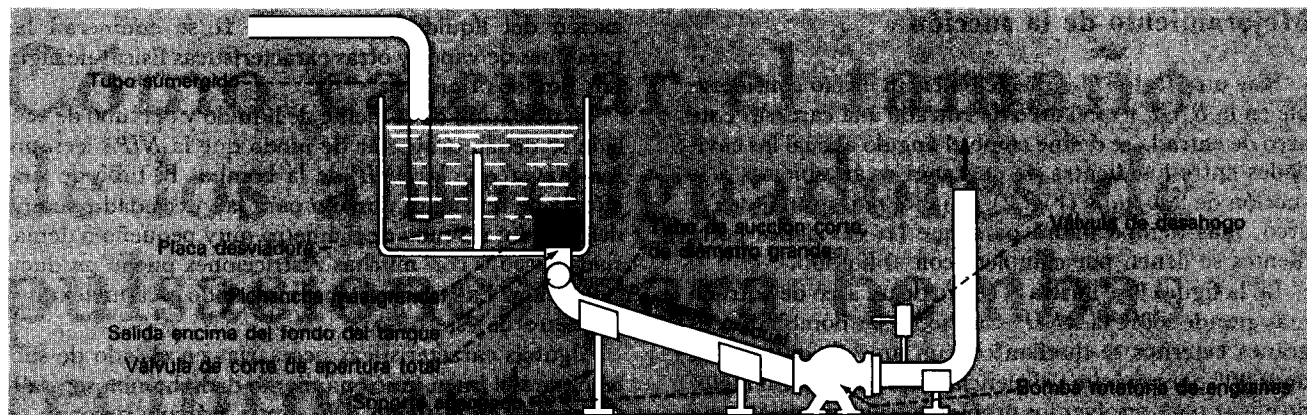


Fig. 10 Algunas características necesarias en el lado de succión para buen funcionamiento con líquidos viscosos

Tabla II Características físicas aproximadas de hidrocarburos líquidos típicos

	Temperatura	Densidad	Presión de vapor	Observaciones
Propano	60°	0.500	Ins.	Se requiere cuidado al no volar por el escape
Isobutano	60°	0.594	Ins.	
Butano	60° D. 583	Ins.	2.1	
Isopentano	60°	0.620	Ins.	
Pentano	60°	0.626	Ins.	
Hexano	60°	0.660	Ins.	
Combustibles No. 1	140°			
	160°			
	180°			
	100°			
	120°			
	140°			
Lubricantes SAE 10	130°		60-120	No hay densidad estándar
	20	0.85-0.90	120-180	
	30	0.86-0.90	180-240	
	40	0.88-0.90	240-300	
	40	0.88-0.90	30-60	
	50	0.88-0.90	60-120	
	60	0.88-0.90	120-180	
	70		180-240	
Diesel	1-D	100°	30-60	No hay densidad estándar
	2-D	100°	30-70	
	4-D	100°	60-100	
	5-D	120°	60-100	
	6-D	120°	70-100	
Keroseno comercial	60°	0.81-0.85	2-3	Viscosidad insignificante
Furfural	60°	1.104	33	Disolvente de Texas Co.
	160°	1.110	50	

Ins. = Valor insignificante

Mejoramiento de la succión

Hay otro factor que puede tener un efecto considerable en la **RNZP** y es el arco de entrada a la carcasa. Este arco de entrada se define como el ángulo al cual las cavidades entre los dientes de engranes están abiertas a la succión de la bomba (Fig. 2). Cuanto más grande sea el arco, más tiempo habrá para que las cavidades entre dientes se llenen por completo con el líquido.

En la figura 8 se ilustra el efecto de un arco de entrada más grande sobre la **RNIP**. Casi todas las bombas de engranes externos se diseñan con un arco de entrada de unos 90° para máxima eficiencia volumétrica. Un método eficaz para resolver los problemas con la presión neta de entrada en una bomba que está en servicio, es esmerilar el lado de succión de las cavidades para engranes en la carcasa a fin de aumentar el arco de entrada. Por supuesto, se debe aceptar algún menoscabo en la eficiencia volumétrica cuando se aumenta el arco de entrada. Esto se debe a que se acorta la trayectoria de escurrimiento alrededor de la circunferencia externa de los engranes. Esta pérdida es pequeña en la mayor parte de las aplicaciones con baja presión de descarga.

Presión neta disponible en la entrada (NIPA)

En un sistema típico de bombeo, la energía disponible en la entrada de la bomba se reduce cuando aumenta el flujo debido a las pérdidas por fricción en el tubo de succión. La presión de vapor del líquido se debe restar de la energía disponible, ya que esa presión representa la energía necesaria para mantener al fluido en su estado líquido. La energía restante es la **NIPA**. Se puede trazar una gráfica de la energía disponible para llenar la bomba con cualquier flujo, como se ilustra en la figura 9. La pérdida de flujo en el tubo de succión aumenta junto con el flujo, mientras que la presión de vapor del líquido es constante. Ambos factores se restan de la energía total $P + wz$ del sistema, medida en la succión (salida del tanque). El resultado es que hay menos energía útil disponible en la succión de la bomba para evitar la vaporización del líquido. En la tabla II se enumeran las presiones de vapor y otras características físicas de algunos líquidos típicos.

La ubicación de la fuente de líquido y del tubo de succión se deben proyectar de modo que la **NIPA** siempre sea mayor que la **RNZP** de la bomba. El tubo de succión debe ser de un tamaño para la viscosidad máxima del líquido; un tubo de diámetro muy pequeño o demasiado largo o con muchas restricciones puede producir cavitación. Es un ahorro mal entendido escatimar con el diámetro de este tubo.

Algunas características necesarias en el lado de succión para el buen funcionamiento de la bomba son salida grande en el fondo del tanque, válvula de corte de apertura total, tubo de succión más corto pero de mayor diámetro, pichanca (colador) de gran tamaño y colocar la bomba más abajo que el tanque (Fig. 10).³

Referencias

1. "Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary & Reciprocating Pumps," 13th ed., Cleveland, Ohio, 1975, pp. 145, 155, 158, 159.
2. Karassik, I. J., Jutzsch W., C., Fraser, W. H., Messina, J. P., "Pump Handbook," McGraw-Hill, New York, 1976, pp. 3-91 to 3-94.
3. Meier, D., Systems for Pumping Viscous Liquids, *Plant Eng.*, Mar. 30, 1978, pp. 213-216.

El autor



patentes a su nombre.

Allan B. Budris es gerente de ingeniería de la Worthington Pump Corp., 14 Furth Avenue, East Orange, NJ 07017. Está a cargo de investigación, desarrollo y mantenimiento de bombas rotatorias y centrifugas de etapas múltiples en la planta de East Orange. Hace muchos años que trabaja en Worthington y en 1977 fue designado el Ingeniero del Año en esa empresa. Tiene licenciatura y maestría en ingeniería mecánica del Newark College of Engineering y es ingeniero profesional en Nueva Jersey. Es miembro de la ASME y tiene varias

Cómo calcular el tamaño de los amortiguadores de pulsaciones para bombas reciprocantes

Se presentan las ecuaciones básicas que se necesitarán así como las formas de incluir los efectos de la ineficiencia volumétrica.

J.D. Ekstrum, The Procter & Gamble Co.

Una bomba recíprocante produce flujo a pulsaciones. Una forma de suavizar las pulsaciones es con un amortiguador de pulsaciones, que no es más que una cámara de aire que amortigua el flujo mediante compresión y dilatación alternadas del aire atrapado. La cámara, a menudo, tiene una membrana flexible para aislar el aire del líquido de proceso, a fin de que el aire amortiguador no se disuelva en el líquido.

En especial cuando se trata de bombas recíprocantes simplex, la amortiguación del flujo también puede permitir la reducción del diámetro del tubo necesario para una aplicación dada. En cada carrera de la bomba, se debe acelerar el líquido que hay en el tubo. Si el tubo es largo esta aceleración requiere una diferencia instantánea en la presión mucho mayor que la requerida para mover el líquido en forma continua con el volumen promedio de flujo.

Aunque el tubo sea corto y el efecto de aceleración no sea grande, el flujo instantáneo máximo de una bomba simplex sin amortiguador es unas tres veces mayor que el flujo promedio. Esto, a su vez, requiere una presión diferencial instantánea más alta de la que se necesitaría con el mismo flujo promedio, pero estable. Si se utiliza el amortiguador de pulsaciones para suavizar el flujo a pulsaciones y volverlo estable, se reducirá la caída de presión en un tubo de tamaño dado.

En la figura 1 se ilustra un amortiguador sencillo en el cual la carga inicial de aire está a presión atmosférica. El volumen de la cámara antes de que entre el líquido del proceso es lo que indica el "tamaño" del amortiguador o sea su volumen V_i cuando está vacía.

Antes de que empiece el bombeo, la válvula en la parte superior de la cámara está cerrada y atrapa el aire at-

mosférico en la cámara. Cuando empieza el bombeo, el líquido de proceso entra al amortiguador y comprime el aire atrapado. Este "cojín" de aire comprimido se dilata y contrae en forma cíclica con cada impulso de la bomba (Fig. 1, parte B).

En este artículo se supone que el amortiguador está en el lado de descarga de la bomba; pero se puede usar con las mismas ventajas en el lado de succión.

Hace algún tiempo, el autor tuvo que determinar el tamaño del amortiguador de pulsaciones para una bomba de émbolos triplex. Primero consultó manuales de ingeniería que fueron de escasa ayuda. Luego, recordó un

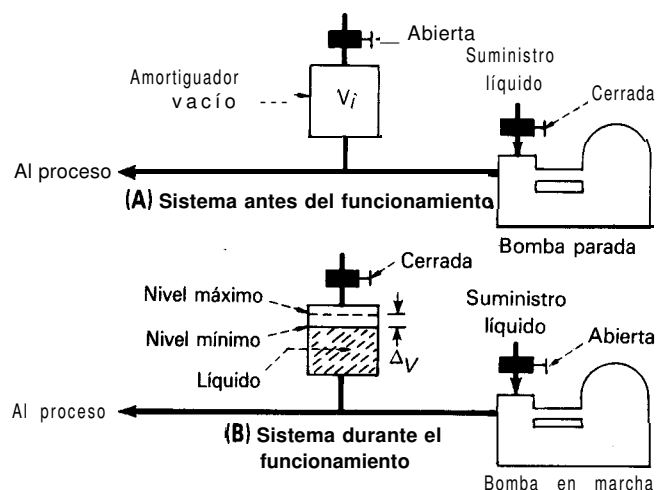


Fig. 1 Sistema elemental con amortiguador de pulsaciones

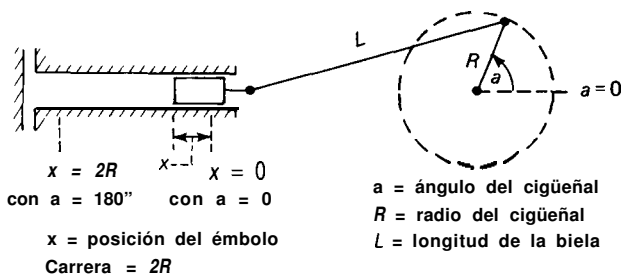


Fig. 2 Descripción mecánica de la bomba de cigüeñal deslizable

capítulo del "Chemical Engineers' Calculation and Shortcut Handbook" publicado por esta editorial en donde se describe un método para resolver este problema (véanse las referencias); pero esa sección no daba demasiados detalles. Entonces, el autor decidió ampliar la teoría con cierto detalle y comunicar los resultados al lector.

El trabajo se limitó a bombas símplex, dúplex y tríplex de acción sencilla del tipo de cigüeñal deslizable (Fig. 1), pues son los tipos que más se encuentran en la industria. Pero el método analítico utilizado se puede aplicar en cualquier mecanismo de bomba.

Se empezará por señalar el método general y las ecuaciones básicas para la bomba de cigüeñal deslizable y, luego, sugerir formas teóricas para incluir los efectos de la ineficiencia volumétrica. También se expresarán los métodos recomendados por el autor para calcular el tamaño del amortiguador.

Gasto de la bomba

Primero se definirá el sistema ideal con que se trabajará. La descripción mecánica de una bomba típica de émbolos en la figura 2 se denomina mecanismo de cigüeñal deslizable.

El movimiento del émbolo está restringido de modo que sólo se pueda mover hacia el centro del cigüeñal a lo largo de una prolongación de la curvatura del cigüeñal o en alejamiento del mismo. Esta restricción se puede convertir en forma geométrica en la siguiente ecuación en que se relaciona la posición del émbolo con la posición del cigüeñal.

$$x = L \left(\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin a \right)^2} - 1 \right) + R(1 - \cos a)$$

Si se supone que el líquido que se bombea es incompresible y que las válvulas de retención de succión y descarga funcionan en forma instantánea con $a = 0$ y con $a = \pi$, entonces se puede decir que el flujo volumétrico instantáneo del cilindro hacia el tubo de descarga es proporcional a la velocidad de desplazamiento del émbolo durante la carrera de potencia. En otras palabras, si se conociera el valor de dx/dt en cualquier momento, se lo multiplicaría por la superficie seccional del vástago para determinar el flujo desde el cilindro en ese

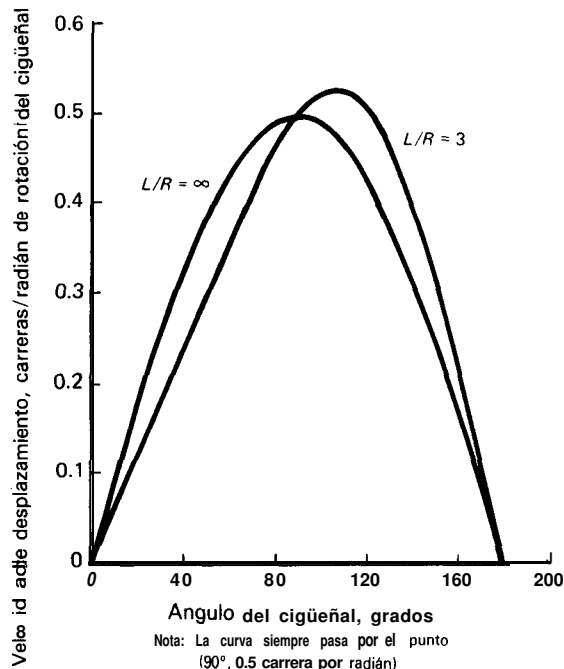


Fig. 3 Efecto de L/R sobre el perfil de flujo

momento. Por tanto, hay que diferenciar la ecuación para la posición para obtener el volumen de flujo:

$$\frac{dx}{dt} = R(\sin a) \left(1 - \frac{\cos a}{\sqrt{\left(\frac{L}{R} \right)^2 - \sin^2 a}} \right) \frac{da}{dt}$$

Ahora se introducirá otra suposición: dx/dt es constante. En otras palabras, el motor que impulsa el cigüeñal gira a velocidad constante. Esto no es absolutamente cierto en motores de ca de jaula de ardilla, pero está muy cerca de la realidad para condiciones de estado estable. Entonces, se puede decir que dx/da es una medida de la capacidad de la bomba porque se puede multiplicar por la velocidad angular constante, da/dt para obtener la velocidad de desplazamiento. Esta velocidad también se puede expresar en términos de fracción de carrera por unidad de tiempo con sólo agregar $x/2R$, porque la carrera de la bomba es $2R$. La ecuación para el flujo se puede escribir ahora como:

$$\frac{d\left(\frac{x}{2R}\right)}{da} = \frac{1}{2}(\sin a) \left(1 - \frac{\cos a}{\sqrt{\left(\frac{L}{R} \right)^2 - \sin^2 a}} \right) \quad (1)$$

que da la velocidad instantánea de desplazamiento en términos de carreras por radián de rotación del cigüeñal. Si se hace el trazado de esta cantidad como función del ángulo del cigüeñal, a , se tendrá el perfil de velocidad de desplazamiento o flujo del mecanismo. Como se verá más adelante, si se expresa la relación en esa forma, ayuda a simplificar el cálculo del volumen del amortiguador de pulsaciones.

Efecto de L/R sobre el perfil de flujo

La relación entre la longitud L de la biela y el radio R del cigüeñal no altera la capacidad volumétrica promedio de la bomba con 100% de eficiencia volumétrica; siempre se tiene una carrera completa por cada revolución del cigüeñal. Sin embargo, L/R influye en el perfil instantáneo de flujo como se indica en la ecuación (1).

Si la biela de la bomba es muy larga con lo cual L/R se aproxima a infinita, la ecuación (1) se convierte en:

$$\frac{d\left(\frac{x}{2R}\right)}{da} = \frac{1}{2} \operatorname{sen} a \quad (2)$$

La ecuación (2) se utiliza a menudo como una aproximación de la ecuación (1). Sin embargo, para los cálculos del tamaño del amortiguador de pulsaciones para bombas triplex que funcionan con alta eficiencia volumétrica, esta aproximación puede ocasionar que el tamaño del amortiguador resulte mucho más pequeño, como se describirá más adelante.

En la figura 3 se ilustra el efecto de una L/R de 3 sobre el perfil de flujo con un solo émbolo. Quizá nunca se encontrará una L/R menor que ésta. Los valores de la L/R entre 1 e infinito estarán entre estas dos curvas. Se debe tener en cuenta que según se reduce L/R , la velocidad máxima de desplazamiento tiene un ligero aumento y la curva tiene sesgamiento hacia la derecha. Sin embargo, la superficie debajo de cada curva es exactamente la misma: una carrera.

En la siguiente descripción, se denominará senoide cuando se utilice la ecuación (2) para obtener una aproximación a su perfil de flujo.

Relación entre el tamaño del amortiguador y el perfil de flujo

En la figura 4 se ilustra la velocidad instantánea de desplazamiento de una bomba simplex senoide con acción perfecta de las válvulas con dos revoluciones del cigüeñal. También se indica la velocidad promedio de desplazamiento. Supóngase que se instala un amortiguador de pulsaciones en el tubo de descarga y que tiene

funcionamiento "perfecto", es decir, la salida de la combinación de bomba y amortiguador es constante e igual a la velocidad promedio de desplazamiento. Ahora se verá lo que ocurre en la cámara de aire del amortiguador.

Al comienzo de la carrera de bombeo, la salida instantánea de la bomba es menor que la salida promedio combinada de la bomba y el amortiguador. El aire comprimido en la cámara de aire del amortiguador expulsa al líquido, con lo cual se complementa el flujo de la bomba.

Conforme continúa la carrera, la velocidad de desplazamiento de la bomba primero llega a ser igual y, luego, mayor que la velocidad promedio. Continúa hasta llegar a un máximo y después se reduce hasta que vuelve a ser igual al promedio. Durante la parte de la carrera en que la velocidad de desplazamiento es superior al promedio, el sobrante se almacena en la cámara de aire del amortiguador y se vuelve a comprimir el aire. La magnitud de este volumen almacenado es igual a la zona indicada con puntos y también es igual a la superficie sombreada que representa el volumen de líquido expulsado del amortiguador cuando la velocidad de desplazamiento es inferior al promedio y hay dilatación del aire. La superficie que representa el volumen almacenado se designará como A .

Se debe tener en cuenta que las unidades de A son carreras y que no depende del desplazamiento real ni de la velocidad de la bomba. Los únicos factores que influyen en A son los que alteran el perfil de flujo y son L/R y la ineficiencia volumétrica. En otras palabras, cualquier bomba simplex con el mismo perfil de flujo dará el mismo valor de A en términos de carreras.

Para una bomba real, se puede encontrar el volumen desplazado en el amortiguador al multiplicar A por el desplazamiento del émbolo de la bomba en cada carrera-potencia. Este volumen real se denominará ΔV y se explicará cómo se utiliza para determinar el tamaño del amortiguador.

El volumen inicial, vacío, de la cámara de aire es el tamaño del amortiguador. Se denomina V_i y se puede denominar la temperatura inicial absoluta T_i , y la presión absoluta P_i , de la carga de aire en el amortiguador. El aire se comporta como gas perfecto en la mayor parte de las aplicaciones industriales y si se supone que se tiene un gas perfecto, se puede relacionar V_i con ΔV como sigue:

$$V_i = \left(\frac{T_i}{T_{op}}\right) \left(\frac{P_{máx}}{P_i}\right) \left(\frac{P_{máx}}{\Delta P} - 1\right) (\Delta V) \quad (3)$$

T_{op} es la temperatura absoluta del cojín de aire comprimido en condiciones de funcionamiento, $P_{máx}$ es la presión absoluta máxima dentro del amortiguador, ΔP es la fluctuación total en la presión que ocurre en el amortiguador durante su funcionamiento.

La selección de ΔP necesita buen criterio del ingeniero. Si se actúa con demasiada cautela y se intenta limitar las fluctuaciones en la presión a un valor muy bajo, entonces V_i puede volverse demasiado grande. Se debe recordar que en un sistema grande, el amortiguador se-

Velocidad de desplazamiento, carreras/radián de rotación del cigüeñal

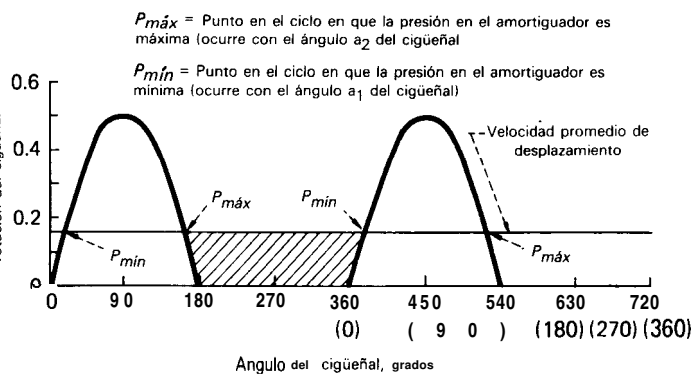


Fig. 4 Perfil de flujo de bomba simplex senoide con 100% de eficiencia volumétrica

Notación

A	Superficie del perfil de flujo que representa el volumen almacenado, carreras
a	Ángulo del cigüeñal, grados
b	Rotación del cigüeñal entre el comienzo de la carrera de descarga y el momento en que abre la válvula de descarga, grados
c	Rotación del cigüeñal entre el final de la carrera de descarga y el momento en que cierra la válvula de descarga, grados
L	Longitud de la biela, in
P_i	Presión del aire en el amortiguador, psia
$P_{máx}$	Presión máxima alcanzada en el amortiguador, psia
$P_{mín}$	Presión mínima alcanzada en el amortiguador, psia
ΔP	Fluctuación en la presión en el amortiguador durante el funcionamiento, psi
R	Radio del cigüeñal, in
T_i	Temperatura absoluta del aire en el amortiguador, °R
T_{op}	Temperatura absoluta del aire de amortiguación en la condiciones de funcionamiento, °R
V_i	Tamaño del amortiguador (volumen cuando está vacío) in ²
AV	Volumen real desplazado en el amortiguador, in ²
x	Posición del émbolo (Fig. 2)

rá un recipiente de presión y puede tener un costo elevado.

$P_{máx}$ se puede considerar como la presión absoluta de funcionamiento deseada, más $1/2$ de ΔP .

Se verá en la ecuación (3) que V_i es inversamente proporcional a P_i . Esto significa que se puede reducir el tamaño del amortiguador si se diseña el sistema para cargar el amortiguador con aire comprimido antes del arranque en vez de utilizar aire atmosférico como punto de partida. El que esto permita o no ahorrar en la inversión inicial dependerá del costo de la tubería adicional necesaria.

La ecuación (3) se puede utilizar para calcular el volumen adicional requerido en el amortiguador cuando se desea reducir ΔP a un valor menor del que se obtiene

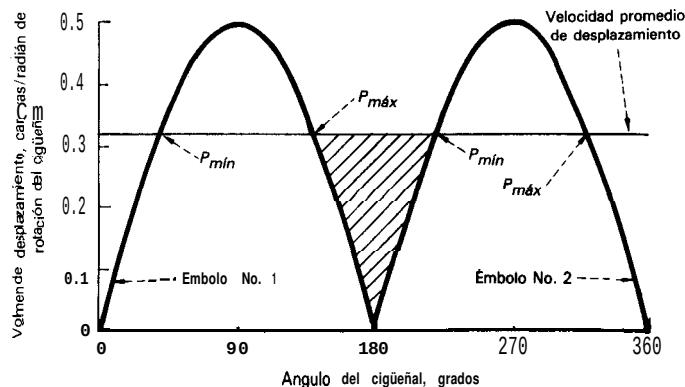


Fig. 5 Perfil de flujo de bomba dúplex sinusoide con 100% de eficiencia volumétrica

con el amortiguador y bomba instalados. Se necesita recordar que A/V es constante en esta situación. En el caso en que las condiciones de carga inicial de funcionamiento del amortiguador vayan a ser iguales, se puede utilizar la siguiente ecuación.

$$(V_i)_{nueva} = \frac{\left[\left(\frac{P_{máx}}{\Delta P} \right)_{nueva} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_{máx}}{\Delta P} \right)_{vieja} - 1 \right]} (V_i)_{vieja}$$

Ya se ha visto cómo se relaciona el volumen del amortiguador con el perfil de flujo; ahora se describirá la forma en que L/R y la ineficiencia volumétrica influyen en el valor de A .

Efecto de L/R sobre el valor de A

Primero se verá cuál es el valor de A para la bomba sinusoide idealizada de la figura 4.

Si la curva instantánea de desplazamiento cruza la curva de velocidad promedio de desplazamiento con el ángulo a , del cigüeñal cuando aumenta y con a_2 cuando disminuye, se puede escribir la fórmula:

$$A = \sum_{a_1}^{a_2} \left\{ \left[\frac{d\left(\frac{x}{2R}\right)}{da} \right]_{\Delta a} (\Delta a) \right\} - (a_2 - a_1) \left[\frac{d\left(\frac{x}{2R}\right)}{da} \right]_{promedio}$$

en donde Δa es una parte pequeña del ángulo del cigüeñal durante la cual el promedio de la carrera de desplazamiento es:

$$\left[\frac{d\left(\frac{x}{2R}\right)}{da} \right]_{\Delta a}$$

En la bomba idealizada, el primer término de la ecuación anterior se convierte en:

$$\begin{aligned} \int_{a_1}^{a_2} d\left(\frac{x}{2R}\right) &= \int_{a_1}^{a_2} \left(\frac{1}{2} \sin a\right) da \\ &= \frac{1}{2} (\cos a_1 - \cos a_2) \end{aligned}$$

y el segundo término se convierte en:

$$(a_2 - a_1) \left(\frac{1 \text{ carrera}}{2\pi \text{ radianes}} \right) = \frac{(a_2 - a_1)}{2\pi}$$

Dado que se sabe que la velocidad promedio de desplazamiento es de $(1 \text{ carrera})/(2\pi \text{ radianes})$, se puede sustituir en la ecuación (2) y resolver para a_1

$$1/2\pi = 1/2 \sin a_1; \sin a_1 = 1/\pi$$

$$a_1 = \sin^{-1}(1/\pi) = 0.3239 \text{ radian. o } 18.56^\circ$$

Mediante el examen se ve que $a_2 = 180^\circ - a_1$.

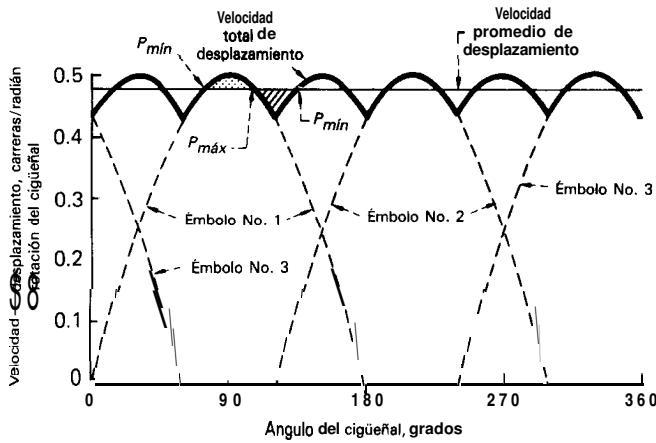


Fig. 6 Perfil de flujo de bomba tríplex senoide con 100% de eficiencia volumétrica

Esto permite la simplificación del primer término:

$$\frac{1}{2}[\cos a_1 - \cos (180^\circ - a_1)] = \frac{1}{2}(\cos a_1 + \cos a_1) = \cos a_1$$

También permite la simplificación del segundo término:

$$\frac{1}{2\pi}(a_2 - a_1) = \frac{1}{2\pi}(\pi - a_1 - a_1) = \frac{1}{2\pi}(\pi - 2a_1)$$

Ahora se puede sustituir el valor de a_1 y resolver A :

$$A = \cos 0.3239 - \frac{1}{2\pi}[\pi - 2(0.3239)] = 0.5511 \text{ carrera}$$

Se verá que es posible el cálculo explícito de A con un perfil senoide debido a la sencillez de la ecuación (2). El autor no conoce ninguna forma explícita de integrar la ecuación (1), lo cual significa que es necesario utilizar la técnica para calcular la superficie trapezoidal cuando se va a incluir el efecto de L/R . Entonces, para que los métodos de cálculo sean sencillos, es deseable utilizar el método de aproximación senoide.

Como se ilustra en la figura 4 la línea de velocidad promedio de desplazamiento está a 0.16 carrera por radián, valor muy bajo en relación con la curva senoide. Con el examen de la figura 3, se ve que una relación L/R de apenas 3 no tendrá mucho efecto sobre el valor de A . Entonces, se puede decir que para determinar el tamaño de un amortiguador de pulsaciones para una bomba simplex, se puede pasar por alto el efecto de L/R sobre el perfil y utilizar la ecuación (2). Esta simplificación se utilizará en el resto de este artículo cuando se trate de bombas simplex.

El valor de A para una bomba senoide dúplex con acción perfecta de las válvulas se puede calcular en forma similar y resulta que es de 0.2105 de la carrera de un émbolo, como se ilustra en la figura 4 en donde A está en la zona señalada con puntos o en la sombreada con rayas diagonales.

La velocidad promedio de desplazamiento para la bomba senoide dúplex con 100 % de eficiencia volumétrica o sea con acción perfecta de las válvulas es de dos carreras por 2π radianes de rotación del cigüeñal o 0.32

carrera por radián (Fig. 5). En opinión del autor, la velocidad promedio de desplazamiento es lo bastante baja en relación con la curva senoide para que no se necesite incluir el efecto de L/R al calcular A , como ocurre en las bombas simplex.

El autor ha calculado el valor de A para el caso de una bomba dúplex con $L/R = 3$ y acción perfecta de válvulas para describir este aspecto; A es de 0.2285 de carrera con el empleo de etapas de 10° para el cálculo trapezoidal. Entonces, con el empleo de la ecuación (2) se tiene un resultado que es bajo en alrededor de 8 %. Este error se considera lo bastante pequeño como para seguir utilizando la suposición senoide que es más sencilla. Se utiliza esta simplificación senoide para las bombas dúplex, más adelante.

Ahora se mencionarán las bombas tríples. En la figura 6 se ilustra el perfil de flujo de una bomba senoide tríples con acción perfecta de válvulas. Se verá que la descarga de cada cilindro se suma con las demás en determinada parte de la revolución del cigüeñal para tener seis crestas y valles por revolución. Se indica A ya sea en la zona de puntos o en la sombreada con rayas y su valor es de 0.009281 de carrera de un émbolo.

Para observar el efecto de L/R en este caso, se ha seleccionado un valor de 4.571 para ella, tomado en una bomba tríples instalada y el perfil se muestra en la figura 7. Ahora sólo hay tres ciclos de compresión y dilatación en el amortiguador por cada revolución del cigüeñal y las crestas adyacentes se suman para determinar A . Igual que en otras figuras, A está en la zona de puntos o en la sombreada. Se calcula que el valor de A es de 0.0297 de carrera de un émbolo, con base en el empleo de etapas de 10° en la aproximación trapezoidal.

Entonces, con la curva de velocidad de desplazamiento con ligero sesgamiento de una bomba real, A ha aumentado de 0.0093 de carrera hasta 0.0297 de carrera, o sea un factor de tres, por comparación con la curva senoide perfecta. Está claro que no se debe utilizar la aproximación senoide, ecuación (2) para determinar A en bombas tríples que tienen alta eficiencia volumétrica.

Antes de seguir adelante con un comentario de los efectos de la ineficiencia volumétrica sobre el perfil de flujo y en el valor de A se presenta un resumen de lo ya expuesto.

1. El tamaño del amortiguador de pulsaciones que se utilizará con una bomba recíprocante de émbolos está en relación directa con la curva de velocidad instantánea de desplazamiento por medio de la ecuación (3).

2. La fluctuación en el volumen en el amortiguador en un ciclo de compresión y dilatación se puede expresar como carreras de un émbolo. En esta forma, la fluctuación es independiente del tamaño o velocidad reales de la bomba y sólo depende de la relación entre la longitud de la biela y radio del cigüeñal y de la ineficiencia volumétrica.

3. Para las bombas simplex y dúplex se puede suponer una curva senoide de velocidad de desplazamiento sin introducir mucho error. Esto significa que se puede utilizar la ecuación (2) para calcular A , lo cual simplifica el trabajo. La condición senoide significa que se ha

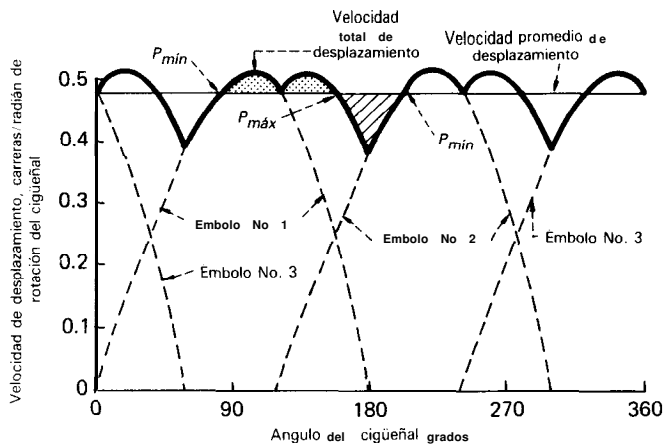


Fig. 7 Perfil de flujo de una bomba triplex con L/R de 4.571, con 100% de eficiencia volumétrica

considerado a L/R como un número muy grande, la cual reduce la ecuación (1) a la ecuación (2).

4. Si se supone acción perfecta de las válvulas, o sea 100% de eficiencia volumétrica, el valor de A para una bomba simplex senoide es de 0.55 de carrera y para una bomba dúplex es de 0.21 de carrera de un émbolo.

5. Con 100% de eficiencia volumétrica, no se debe utilizar la suposición senoide en la determinación de A para una bomba triplex. En su lugar hay que determinar la L/R de la bomba y utilizar la ecuación (1) para establecer el perfil de flujo y, después, efectuar la integración necesaria con el empleo del método trapezoidal aproximado. En una bomba triplex con L/R de 4.571, A es 0.030 de carrera de un émbolo con 100% de eficiencia volumétrica.

Ineficiencia volumétrica

La apertura y el cierre de las válvulas de retención de succión y descarga en una bomba recíprocante no pueden ocurrir al mismo tiempo; se requiere un tiempo finito.

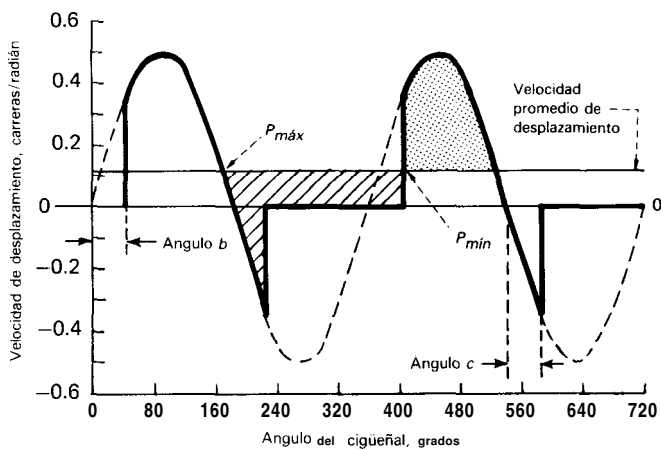


Fig. 8 Bomba simplex senoide con 71% de eficiencia volumétrica y ángulo $b =$ ángulo, $c = 44.7^\circ$

Considérese la parte de succión en la carrera del émbolo. La válvula de descarga está cerrada, la de succión está abierta del todo y la presión en el cilindro es un poco menor que el tubo de succión. Cuando el émbolo llega al final de su carrera de succión, se interrumpe la entrada al cilindro. Entonces, el émbolo inicia su carrera de descarga. Antes de que la presión en el cilindro pueda aumentar para abrir la válvula de descarga, se debe cerrar la válvula de succión y ocurrirá un pequeño flujo de salida del cilindro hacia el tubo de succión hasta que hay suficiente caída de presión en la válvula de succión para que se cierre. Una vez que cierra la válvula de succión, la presión en el cilindro debe aumentar a algún valor superior a la presión en el tubo de descarga para hacer que se abra la válvula de descarga.

En forma semejante, cuando se inicia la carrera de succión debe ocurrir flujo unos momentos desde el tubo de descarga hacia el cilindro para producir la presión diferencial que cierre la válvula de descarga y, después, hay que reducir la presión en el cilindro a un valor inferior a la presión en el tubo de succión, para hacer que abra la válvula de succión.

Si no hay gas arrastrado en el líquido que se bombea y si éste no es compresible, es probable que la acción de las dos válvulas fuera simultánea. Cualquier gas arrastrado en el líquido significaría que se necesitará un poco más de tiempo entre el cierre de una válvula y la apertura de la otra.

En cualquier caso, la eficiencia volumétrica se puede manejar como se ilustra en la figura 8. Al comienzo de la carrera de descarga, habrá una breve demora de b grados de rotación del cigüeñal, hasta que empiece el flujo desde el cilindro hacia el tubo de descarga. Al final de la carrera de descarga y al comienzo de la succión, habrá una breve demora de c grados de rotación del cigüeñal hasta que se cierre la válvula de descarga; durante ese tiempo circula líquido desde el tubo de descarga de retorno al cilindro.

Se verá que ya no se tiene una carrera completa de descarga desde el cilindro hasta el tubo de descarga. El desplazamiento representado por la zona debajo del per-

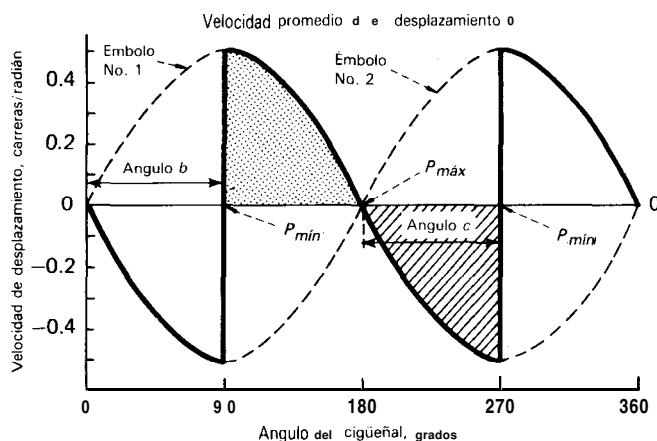


Fig. 9 Bomba dúplex senoide con cero eficiencia volumétrica y ángulo $b =$ ángulo $c = 90^\circ$

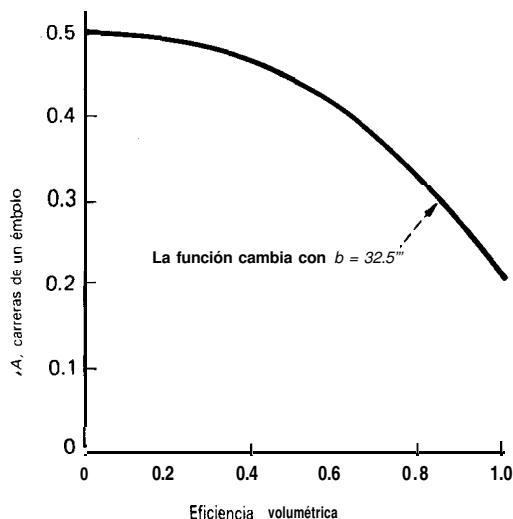


Fig. 10 En una bomba dúplex, A es función de la eficiencia volumétrica, con $b = c$

fil de flujo, entre 0 y b se debe restar de la carrera y también se debe restar la zona negativa entre 180° y $(180 + c)^\circ$. Con ello, la línea horizontal de velocidad promedio de desplazamiento cuando hay ineficiencia, se encuentra debajo de la línea para 100% de eficiencia.

En opinión del autor, es probable que b y c sean casi iguales. Se requiere un breve flujo inverso al final de la carrera para producir la caída de presión en la válvula con la fuerza necesaria para cerrarla. Las válvulas suelen ser idénticas, por lo cual se necesita más o menos la misma fuerza para moverla. Esto significa que la caída de presión requerida para el cierre de válvulas es más o menos igual en los dos extremos de la carrera. Esto, a su vez, significa que el flujo inverso será más 0 menos el mismo cuando se cierran las válvulas.

Es conveniente, para fines matemáticos, suponer que b y c son iguales. En las bombas sinusoides, se puede demostrar que si $b = c$, entonces la eficiencia volumétrica E , es igual al $\cos b$, sin que importe el número de émbolos.

Efecto de la ineficiencia en bombas simplex

Continuando con la suposición de que $b = c$, se puede demostrar que, en una bomba simplex, A aumenta según aumenta b hasta que se llega a un máximo de A cuando $b = 44.7^\circ$. Después de ese punto, A disminuye cuando b aumenta más todavía.

El valor de A al máximo es 0.60 de carrera. La eficiencia volumétrica en este punto es 0.710.

Se debe tener en cuenta que A no es muy sensible a la ineficiencia volumétrica en una bomba simplex. Como se mencionó, el valor de A para una simplex con 100% de eficiencia es de 0.55 de carrera, no muy inferior a A con carrera máxima de 0.60 carrera calculada como se describe. Por tanto, siempre que se trate de una simplex, se recomienda tener una carrera de 0.60 para A . No vale la pena hacer un cálculo más detallado cuando lo más que se puede ganar es un 8 %.

Efecto de la ineficiencia en bombas dúplex

Otra vez con la suposición de que $b = c$, se calculó A contra b para la bomba dúplex. Los resultados no son tan claros como en el caso de la simplex. A no llega a su máximo hasta que $b = 90^\circ$, o sea la condición en la cual la eficiencia volumétrica es de cero. Éste se ilustra en la figura 9. El valor máximo de A es de 0.50 de carrera de un émbolo, o sea más del doble del valor de A con 100 % de eficiencia y 0.21 de carrera. Para no proyectar un amortiguador de mayor tamaño del necesario para una bomba dúplex, se ha trazado A como función de la eficiencia volumétrica en la figura 10, también con el empleo de la suposición para simplificación de $b = c$. Si se tiene idea de la eficiencia volumétrica que se puede esperar en este caso, se puede calcular A mediante esa gráfica.

Efecto de la ineficiencia en bombas triplex

Como resultaría inexacto emplear la aproximación sinusoidal para determinar A en una bomba triplex, el autor preparó un ejemplo específico para demostrar el efecto de la ineficiencia volumétrica en el valor de A . Se utiliza una L/R de 4.571 como en el ejemplo anterior para una triplex con 100% de eficiencia, porque representa una bomba disponible en el comercio. También se supuso $b = c$ como en el caso de la simplex y la dúplex.

Se seleccionó una eficiencia de alrededor del 85% y se calculó b con el empleo de la relación senoidal $b = \cos^{-1} 0.85 = 31.8^\circ$, que se redondeó a 30° . El perfil de flujo resultante se ilustra en la figura 11.

Se calcularon las superficies con el método trapezoidal y el empleo de intervalos de 10° . La eficiencia fue de 86.4% y A fue de 0.062 de carrera.

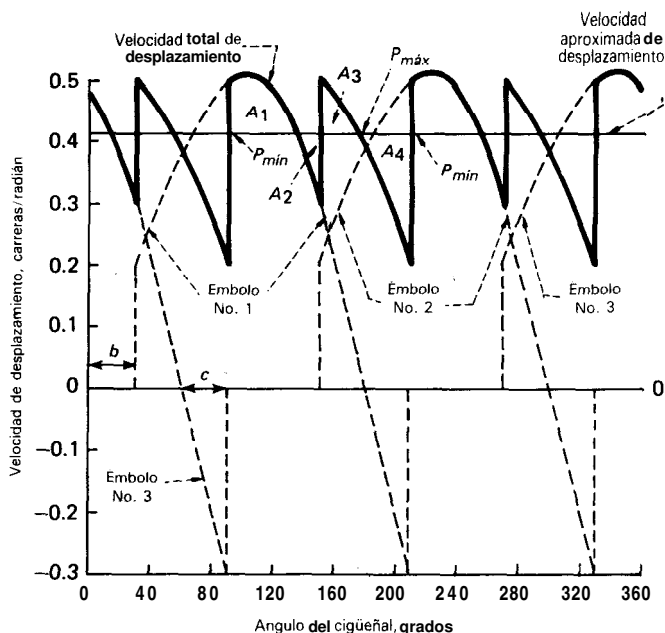


Fig. 11 Bomba triplex, $L/R = 4.571$, $b = c = 30^\circ$, eficiencia volumétrica alrededor de 85%

En este caso se debe tener cuidado para determinar la superficie que se va a utilizar para calcular A . Está claro que el patrón de flujo se repite cada 120° , por lo que sólo es necesario considerar un intervalo de 120° , se utilizó la gama de 90 a 210° (Fig. 11). Las posiciones en donde ocurrirán las presiones máxima y mínima en el amortiguador se determina mediante observación. En este caso, se bombea primero al amortiguador el volumen A_1 ; después el volumen menor, A_2 saldrá del amortiguador durante un breve tiempo cuando se reduce la presión, pero no llegará a P_{min} ; después entra al amortiguador un volumen adicional A_3 hasta que la presión aumenta hasta P_{max} . Luego, para completar el ciclo, sale del amortiguador entre P_{min} y P_{max} todo el volumen bombeado hacia el amortiguador y la presión vuelve a caer a P_{min} . Entonces, en este caso, $A = A_1 - A_2 + A_3 = A_1$.

Se verá que el efecto de la ineficiencia volumétrica sobre A es muy severo en una bomba triplex. El valor de A para 100% de eficiencia fue de 0.030 de carrera, que ha subido a más del doble con una caída del 13.6 % en la eficiencia volumétrica. Por tanto, es necesario suponer una eficiencia cuando se calcula A para una triplex, si se desea minimizar la posibilidad de seleccionar un amortiguador de tamaño menor que el necesario.

En la tabla se indican los efectos de ineficiencia descritos. También indica la forma en que la multiplexación reduce mucho el tamaño de amortiguador requerido.

Eficiencias volumétricas muy bajas

Si se hace funcionar la bomba a mucha velocidad, el tiempo requerido para abrir y cerrar las válvulas abarcará una gran parte del tiempo de la carrera. Esto significa que los ángulos b y c serían grandes. Los métodos descritos se pueden utilizar para trabajar con este tipo de baja eficiencia.

Otra causa de eficiencia volumétrica muy baja podría ser una válvula que se queda pegada abierta por alguna partícula extraña que se pega en el asiento 0 en la válvula. En este caso, la eficiencia volumétrica de ese cilindro baja a cero. Si la válvula de succión se pega abierta, to-

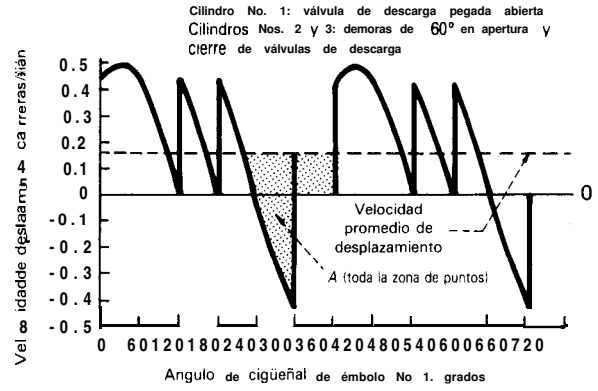


Fig. 12 Bomba triplex, $L/R = \infty$, 33% de eficiencia volumétrica

do el líquido que entró en la carrera de succión se bombea de retorno al tubo de succión en la carrera de potencia, pues la válvula de descarga no abre nunca. Si la válvula de descarga es la que ocasiona el problema, entonces se succiona el líquido del tubo de descarga en vez del líquido del tubo de succión hacia el cilindro en la carrera de succión, porque la válvula de succión no abre nunca.

Si una válvula se queda pegada abierta en una bomba simplex, por supuesto no habrá bombeo, por lo que no hay necesidad de preocuparse por un amortiguador de pulsaciones en ese caso. Si una válvula se pega abierta en una bomba dúplex, se la convierte en una simplex de la mitad de capacidad. Por tanto, si se espera tener que operar en esta situación y se desea un amortiguador de un tamaño que pueda controlar las fluctuaciones resultantes en el flujo, se utilizaría un valor de A de 0.60 de carrera de un émbolo. Este valor de A es mayor que el máximo de 0.5 de carrera de un émbolo requerido para el peor de los casos cuando no se pega abierta ninguna válvula (Fig. 10).

Si una válvula se pega abierta en una bomba triplex, por supuesto se reduce su capacidad pero su efecto no es tan notorio en el tamaño de amortiguador requerido. Si dos cilindros dejan de funcionar porque las válvulas se pegaron abiertas, la triplex se reduce a una simplex de la tercera parte de capacidad y un valor adecuado de A sería de 0.60 de carrera de un émbolo. Sin embargo, si sólo se pega abierta una válvula, el valor requerido de A puede ser mayor.

Para ilustrar lo anterior, el autor calculó la eficiencia volumétrica y A para el caso en que la válvula se descarga de un cilindro se pegará abierta y los ángulos b y c de los otros dos cilindros fueran de 60° . El perfil de flujo en este caso se muestra en la figura 11. Para simplificar el cálculo, se supuso una bomba sinusoide. Se encontró que la eficiencia volumétrica era de 33 % y A era de 0.61 de carrera de un émbolo. Podría ocurrir que otras combinaciones de una válvula pegada abierta, de b y de c produjeran valores más grandes de A . Si se espera tener que operar una triplex con válvulas pegadas abiertas, se sugiere utilizar un valor de A de una carrera de un émbolo.

La multiplexación reduce el tamaño requerido de amortiguador

	Valores de A	
	Como carreras de un émbolo	Como % del desplazamiento total
Bomba simplex		
Efic. volum. 100%	0.55	55.
Efic. volum. < 100%	0.60	60.
Bomba dúplex		
Efic. volum. 100%	0.21	11.
Efic. volum. 85%	0.30	15.
Bomba triplex ($L/R = 4.571$)		
Efic. volum. 100%	0.030	1.0
Efic. volum. 85%	0.062	2.1

El comentario de las válvulas pegadas abiertas se hace para redondear la información. No es muy posible que se siga operando la misma bomba si las válvulas se pegan abiertas. La capacidad será muy inferior a la normal y la única forma de aumentarla sería con el aumento de velocidad de la bomba. Como se necesitaría mucha más velocidad para recuperar por completo la capacidad, es muy probable que se exceda de la velocidad máxima recomendada por el fabricante y los ángulos b y c serían muy grandes. Es dudoso que se pueda recuperar toda la capacidad con una mayor velocidad de la bomba.

Conclusión

Se pueden utilizar los siguientes métodos para determinar el tamaño teórico del amortiguador de pulsaciones requerido para una bomba del tipo de cigüeñal deslizable.

Simplex. Multiplíquese el desplazamiento de la bomba por 0.6 para obtener el valor de ΔV que se utilizará en la ecuación (3).

Dúplex. En este caso, se necesita el cálculo de la eficiencia volumétrica. Utilícese la figura 2 como guía para obtener A y multiplíquese A por el desplazamiento de uno de los dos émbolos de la bomba para obtener la ΔV que se utilizará en la ecuación (3).

Triplex. Este caso es más complicado porque tanto la L/R como la ineficiencia volumétrica influyen mucho en el perfil de flujo. Se recomienda el siguiente procedimiento:

1. Selecciónese una eficiencia volumétrica esperada y utilícese $b \cos^{-1} E$ para obtener b (supóngase que $b = c$). Aquí se supone que no se conocen los valores de b y c para la aplicación.

2. Utilícese la ecuación (1) y la L/R de la bomba y calcúlese

$$\frac{d\left(\frac{x}{2R}\right)}{da}$$

cada 10° de la posición del cigüeñal y trácense los valores de los tres émbolos. Ahora, inclúyanse b y c en la

gráfica para incluir los efectos de la ineficiencia. Súmense las velocidades individuales de desplazamiento en las zonas en que se traslapan los perfiles de los émbolos para obtener el perfil total de flujo (Fig. 11).

3. Ya que se ha seleccionado un valor para E y se sabe que la velocidad promedio de desplazamiento de la bomba es $(3 \text{ carreras})/(2\pi \text{ radianes})$ con 100% de eficiencia se puede calcular el flujo promedio $= 3E/2\pi$. Trácese esta línea recta horizontal en la gráfica. Determínese, mediante tanteos y con la ecuación (1) los ángulos exactos del cigüeñal a los cuales la línea de flujo promedio cruza el perfil total de flujo.

4. Determínese mediante observación cuándo ocurren $P_{\min}$ y $P_{\max}$ y cuáles zonas entre las líneas de perfil y de flujo promedio se deben utilizar para calcular A (Fig. 11) y calcúlese A .

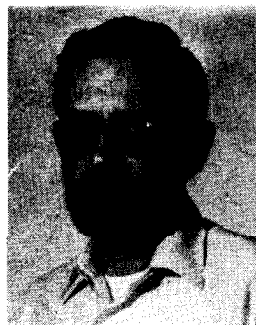
5. Multiplíquese A por el desplazamiento de uno de los tres émbolos de la bomba para obtener ΔV .

Si la bomba en cuestión no tiene un movimiento exacto de cigüeñal deslizable, habrá que calcular la relación entre velocidad de desplazamiento y el ángulo del cigüeñal. Una vez establecido el perfil de flujo se pueden utilizar los mismos métodos recomendados antes para la bomba triplex con cigüeñal deslizable.

Referencia

Jahreis, Carl, Design Pump Chambers to Control Pressure Pulsation, The Chemical Engineers' Calculation and Shortcut Deskbook, x-254 (published by Chem. Eng.), p. 113.

El autor



J.D. Ekstrum es ingeniero en The Procter & Gamble Co., International Division, Winston Hill Technical Center, 6060 Center Hill Rd., Cincinnati, OH 45225 en donde ha trabajado en diseño de procesos y de empaquetaduras, arranque, diagnóstico, diseño de seguridad para los procesos y auditorías técnicas de plantas. También ha trabajado en plantas de esa empresa en América Latina, el Sudeste de Asia y en el Medio Oriente. Tiene título de ingeniero químico de University of Minnesota.

Sección IV

Aplicaciones especiales

Bombas exentas de fugas para industrias de procesos químicos
Bombas centrífugas hechas de plástico para servicio corrosivo
Fluoruro de polivinilideno para bombas resistentes a la corrosión
Selección y aplicación de bombas para pastas aguadas
Número de Miller: medida de la abrasividad por pastas aguadas
Dosificación con bombas de engranes
Factores básicos de bombas dosificadoras reciprocantes
Bombas para aguas negras industriales
Funcionamiento de bombas de engranes y de tornillo en aplicaciones con polímeros
Válvula de control o bomba de velocidad variable
Selección y aplicación de bombas de impulsor flexible

Bombas exentas de fugas para industrias de procesos químicos

Se describen las bombas de diafragma y de fuelle que evitan las fugas de sustancias peligrosas en relación con sus características, detalles de instalación, duración, indicación de fallas, capacidad de succión, límites prácticos y errores en la dosificación.

Gerhard Vetterly Ludwig Hering, American Lewa, Inc.

En los últimos años, se han perfeccionado bombas de diafragma y de fuelle, totalmente selladas, nuevas y mejoradas, para eliminar las fugas peligrosas. Los tipos van desde bombas microdosificadoras, con capacidad para mililitros, hasta bombas grandes de diafragma con motor de varios cientos de kilowatts para procesos a alta presión. Estos nuevos diseños, a menudo, resultan económicos debido a la reducción en los costos de mantenimiento y descontaminación y a las mejoras en la confiabilidad del proceso.

Debido a que los reglamentos de higiene y seguridad industrial en casi todos los países restringen las cantidades de emisión y concentración de sustancias específicas en la zona de trabajo, hay necesidad de bombas confiables y exentas de fugas. El buen funcionamiento constante del diafragma, fuelle, etc., durante miles de horas, el bajo mantenimiento requerido y la ausencia de fugas ha aumentado el empleo de bombas reciprocantes de desplazamiento en la IPQ.

Los límites de funcionamiento de estas bombas y las ventajas de las diversas construcciones se presentan en la tabla 1. Los materiales críticos, tóxicos o abrasivos requieren el empleo de bombas dosificadoras o para producción exentas de fugas, con un tamaño máximo realista de uno 300 KW. Se describirán los tipos más comunes de bombas de diafragma y de fuelle exentas de fugas.

Diafragma de propulsión mecánica

En la figura 1 se ilustra una construcción que se emplea mucho y de bajo costo relativo, limitada por lo general a menos de 85 psi, en donde se emplean

diafragmas de Perbunan, Hypalon o Viton. La velocidad de dosificación está limitada a menos de 200 a 500 carreras por hora, porque se altera la carga en el diafragma cuando se aumenta el diámetro. La velocidad de carrera está restringida a menos de 150/min, debido a los choques de aceleración que ocurren con carrera parcial, en las bombas con retorno con excéntrica y resorte 0 con propulsión magnética.

La duración del diafragma de una configuración dada depende de la longitud de la carrera, presión, temperatura y compatibilidad con el material que se maneja. El diseño detallado es empírico y se basa en pruebas de fatiga de larga duración. La duración del diafragma puede llegar a 3 000 h en las condiciones máximas permisibles y puede durar más cuando, por ejemplo, se reducen la presión, la longitud de carrera, etc.

La falla del diafragma se puede indicar con un interruptor de flotador que funciona cuando hay líquido del proceso en el espacio detrás del diafragma. Otro método para detección de falla es con dos diafragmas acoplados en forma mecánica. Un aumento en la presión en el espacio entre ellos indica falla del diafragma y hará que un sensor muy sencillo haga funcionar una alarma.

Según sea la configuración del diafragma, la característica de bombeo no siempre es lineal pues depende de la presión y, en grado menor, de la temperatura. Por tanto, la exactitud de la dosificación está muy relacionada con las tolerancias en las condiciones de funcionamiento. En la figura 2 se ilustra la relación entre el flujo y la presión con diversas relaciones entre longitud de carrera y volumen de entrega; el diagrama indicador (inserto) indica la acción de la presión en el volumen de trabajo sobre la base del movimiento de la carrera y de-

Tabla | Límites de funcionamiento y aplicaciones de diversos tipos de bombas exentas de fugas

Tipo de bomba	Límites	Aplicación	Partes mojadas hechas con
Diaphragma, de baja presión con accionamiento mecánico directo	< 85-140 psi < 500/h	Dosificación bombeo	PVC o teflón inoxidables; elastómero sintético; diaphragma de elastómero
Fuelle, de baja presión con accionamiento mecánico directo	< 170 psi	Dosificación bombeo	Vidrio, fuelle de PTFE
Diaphragma, microdosificadora, alta presión, con accionamiento hidráulico	< 9 197 psi < 10/h	Dosificación bombeo	Acero resistente al ácido
Diaphragma tubular de compresión hidráulica	< 710 psi	Dosificación bombeo	Acero resistente al ácido; diaphragma y tubo de elastómero
Diaphragma, con accionamiento hidráulico	< 5 000 psi con diaphragma de PTFE < 42 800 psi con diaphragma metálico	Dosificación bombeo	PVC, PTFE, titanio, acero resistente al ácido

muestra el grado de elasticidad que ocurre durante la compresión. El volumen de dosificación en relación con la frecuencia de las carreras es lineal.

La capacidad amortiguadora del diaphragma en contra de los picos de aceleración ocasionados por el movimien-

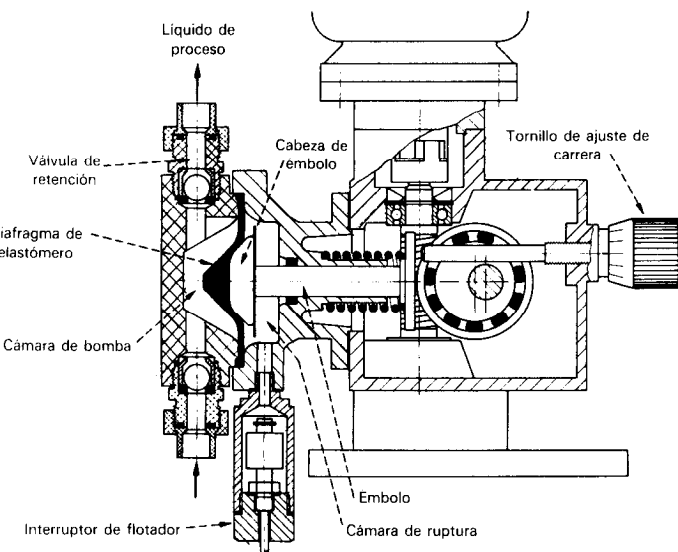


Fig. 1 Bomba dosificadora con diafragma de accionamiento mecánico

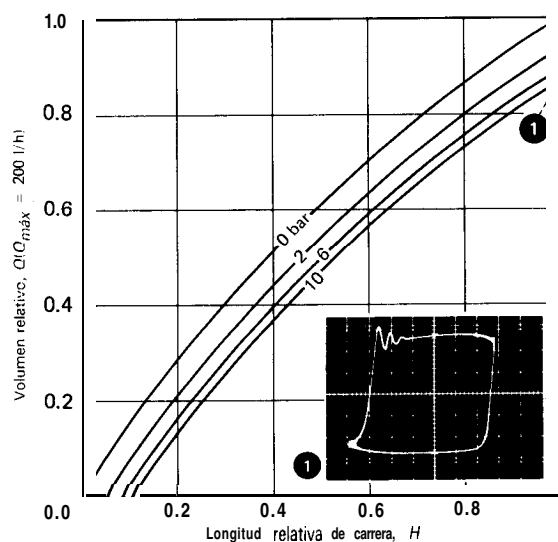


Fig. 2 Características de flujo de bomba dosificadora de diafragma. El inserto indica la elasticidad durante la compresión

to con carrera parcial, es menor de la que se pueda esperar. El diafragma no puede absorber los impulsos de choque en grado apreciable porque el tiempo entre carreras es muy corto.

Fuelle de propulsión mecánica

Las bombas dosificadoras del tipo con fuelle (Fig. 3) se construyen casi exclusivamente con componentes de

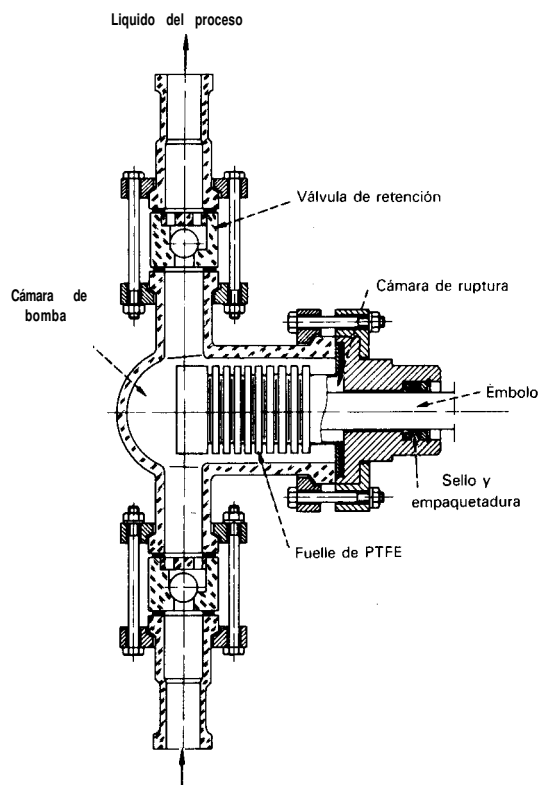


Fig. 3 Las bombas dosificadoras de fuelle tienen capacidad casi ilimitada

vidrio y de politetrafluoroetileno (PTFE). Esto limita su capacidad de presión a menos de 5 bar (70 psi) debido a las piezas de vidrio. La capacidad de salida casi no tiene límites porque no hay problema para producir fuelles exentos de fatiga de gran diámetro.

Los fuelles, que se diseñan sobre la base de datos experimentales, requieren más cuidado que los diafragmas para su conformación y fabricación, pero suelen tener duración de 5 000 a 10 000 h con carga máxima. Debido a la rigidez radial del fuelle, la curva de característica de medición es lineal y depende muy poco de la presión (Fig. 4).

Igual que en la bomba de diafragma, una posible deficiencia del fuelle se vigila con sensores de nivel o de presión en la cámara debajo del fuelle, la cual está sellada del mecanismo de accionamiento con una empaquetadura auxiliar.

Diafragma de accionamiento hidráulico

El desplazamiento del émbolo por medio de líquido hidráulico ofrece la ventaja de un soporte uniforme para el diafragma. Entonces, la carga en el diafragma es sólo el resultado de la deformación elástica y no de la resistencia a las fuerzas de la presión. La deformación se reduce al mínimo y se puede trabajar con presiones muy altas. La presión sólo está limitada por la resistencia a la fatiga del diafragma comprimido y por las condiciones del montaje.

Accionamiento hidráulico con diafragmas de plástico

Las bombas con accionamiento hidráulico permiten mayor desplazamiento del diafragma pero su presión de funcionamiento está limitada a unas 5 000 psi y 120°C por el límite de fatiga del PTFE sometido a compresión y los efectos de la sujeción.

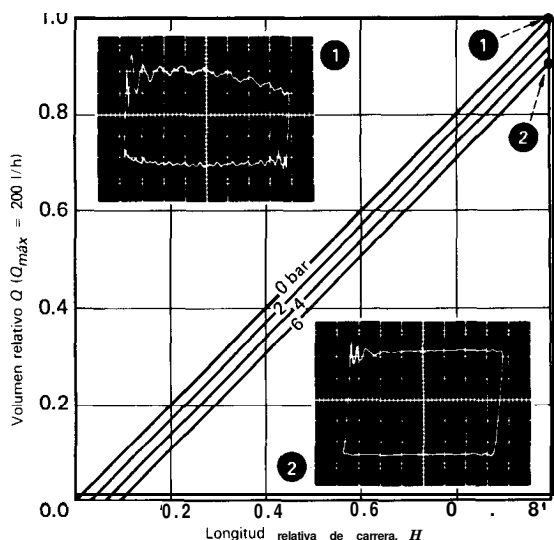


Fig. 4 La bomba dosificadora de fuelle tiene flujo lineal. Los insertos indican la elasticidad

Las bombas dosificadoras de diafragma, de tamaño compacto, pueden servir para la mayor parte de las aplicaciones (Fig. 5). El accionamiento de carrera variable, ajustable, acciona al pistón mediante una biela o articulación y el pistón se mueve dentro de un cilindro o camisa con la mínima holgura posible para producir el sellamiento. Los sistemas de lubricación e hidráulico son comunes. El movimiento del émbolo desplaza al diafragma, que se puede flexionar entre dos placas de soporte perforados. El llenado del espacio entre el émbolo y el diafragma, o sea el espacio hidráulico, se controla a presión negativa con una válvula de reabastecimiento de vacío cuando el diafragma toca contra la placa inferior de soporte.

El sistema hidráulico también tiene una válvula de desahogo de presión que, a veces, se puede utilizar en lugar de una válvula externa de seguridad que estaría en contacto con el líquido de proceso. La placa superior de soporte y la válvula de desahogo protegen al diafragma contra un flexionamiento excesivo en ciertas condiciones del proceso. Una válvula automática de respiración en el punto más alto del sistema hidráulico hace que el líquido hidráulico no contenga gases y que no haya problemas de funcionamiento. Las bombas compactas de diafragma con sistemas comunes para aceite suelen requerir diafragmas del tipo de "emparedado" o "sandwich" como se describe más adelante.

Los sistemas de diafragma con válvula de reabastecimiento de vacío del tipo de compuerta (Fig. 6) ofrecen la ventaja de que el diafragma no está restringido dentro de la cámara de bombeo. Por tanto, esta cámara está libre de cualesquiera restricciones al flujo porque no hay soporte para el diafragma y la bomba es ideal para pastas aguadas de todos los tipos y también es de desarmado rápido para empleo en la industria alimenticia. El llenado del sistema hidráulico se controla con una válvula de compuerta que se mueve según la posición del diafragma y con válvulas de desahogo y de reabasteci-

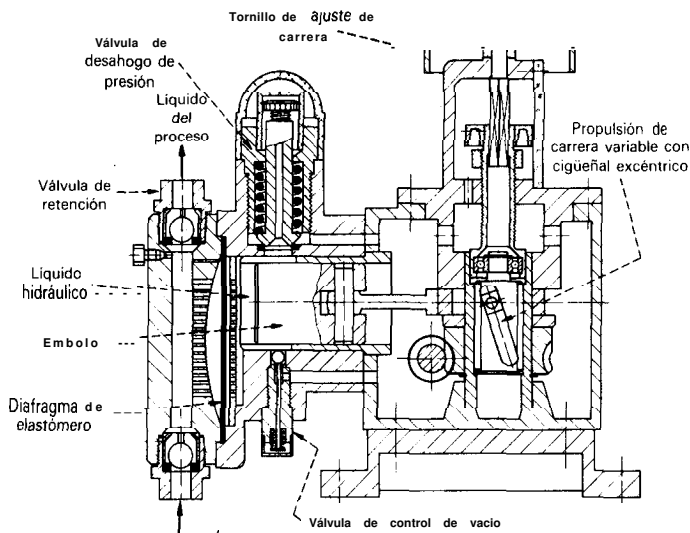


Fig. 5 Bomba dosificadora compacta con diafragma de accionamiento hidráulico

miento de vacío. El respiradero continuo está en el punto más alto. Al contrario de la bomba de la figura 5, los sistemas hidráulicos y de lubricación están separados debido a los volúmenes más grandes para los cuales se utilizan bombas de diafragma con válvulas de reabastecimiento o control de vacío.

El sistema de válvula de compuerta ha permitido construir bombas de diafragma más grandes y confiables. Para ese volumen grande, la disposición de bombas horizontales opuestas ha resultado óptima, incluso con accionamiento de carrera controlada. Las bombas grandes, cada vez más, tienen propulsor con control de velocidad con tiristores de ca o motores de CC.

Una bomba de diafragma para servicio "sanitario" en las industrias alimentaria o farmacéutica, se debe poder desarmar con facilidad para esterilizarla sin desmontarla. Las bombas con un cilindro con tapa desmontable facilitan este trabajo. El sistema de diafragma sería similar al de la figura 6, excepto que el diafragma está soportado con un anillo centrador y la tapa se puede abrir para simplificar la limpieza. La tapa sella en forma anular directamente contra el diafragma. El empleo de diafragmas emparedados asegura que la cámara para el líquido de proceso esté separada del líquido hidráulico en caso de una falla.

Accionamiento hidráulico con diafragmas metálicos

Para servicios en donde se excede de la capacidad del PTFE, se deben utilizar diafragmas de lámina de acero laminado en frío y paralelos. Las bombas con diafragmas metálicos son adecuadas para:

- Presiones mayores a 5 000 psi y temperaturas hasta 200°C y en casos especiales hasta 400°C.

- Bombas microdosificadoras de diafragma debido a la baja compresibilidad de los diafragmas y sus sujetadores.

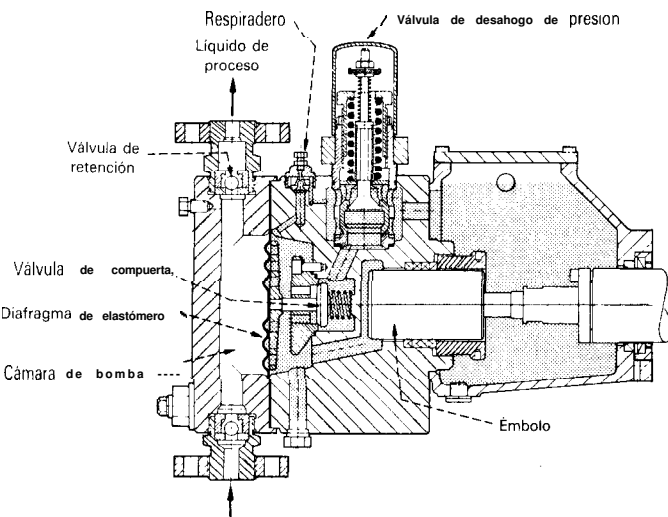


Fig. 6 Bomba dosificadora con diafragma hidráulico y válvula de compuerta de control de vacío

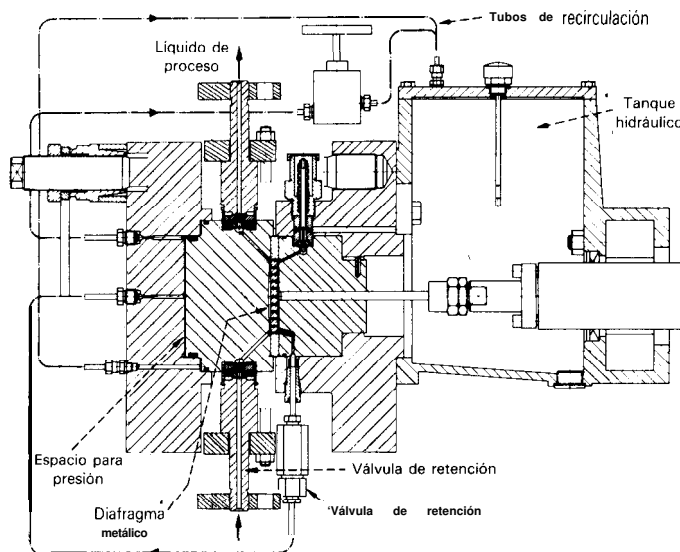


Fig. 7 Bomba con diafragma metálico de accionamiento hidráulico para alta presión

■ Aplicaciones en donde es indispensable la construcción metálica para tener resistencia a las radiaciones.

Debido a que los diafragmas metálicos tienen menos elasticidad, entonces para tener el mismo volumen de desplazamiento por carrera se necesitan diafragmas y cabezas de bombeo más grandes. Para volúmenes grandes, las bombas con diafragma metálico son más costosas que las de diafragma no metálico. Además, por el peligro de agrietamiento y menor capacidad más baja para flexión, los diafragmas metálicos delgados no son para utilizarlos sin soporte, como ocurre en el caso ilustrado en la figura 6. Por tanto, sólo se puede utilizar el tipo sin soporte con una válvula de control, similar al de la figura 5.

Las consideraciones importantes para el diseño son una distribución uniforme del flujo por las perforaciones del soporte y prevención de pegaduras locales. Debido a la durabilidad del diafragma y su resistencia a las pegaduras, no se pueden calcular en forma matemática las dimensiones de las perforaciones ni el perfil de la superficie de soporte del diafragma. Estas dimensiones dependen de la experiencia lograda en instalaciones de bombas de diafragma para altas presiones.

En la figura 7 se ilustra una bomba típica con diafragma metálico, en donde se aprecian los detalles de sujeción del diafragma y de la cabeza de la bomba. Para presiones muy altas, superiores a 14 000 y hasta 50 000 psi, es conveniente aumentar la presión de cierre de la tapa de la bomba con la ayuda del sistema hidráulico para tener un sistema de "autoapretamiento". El líquido hidráulico, que pasa por una válvula de retención, se aplica en el espacio para presión y empuja la tapa de la bomba. La instalación y desmontaje del diafragma se facilitan mucho con este sistema y el apretamiento de la sujeción del diafragma es más preciso.

En las bombas microdosificadoras para altas presiones, los volúmenes de desplazamiento y las dimensiones de la cabeza de la bomba de diafragma son muy peque-

ñas. Entonces, los factores de diseño tienen otros valores que para las bombas de alto volumen. La cavidad de la bomba se debe diseñar para mínimo volumen muerto y máxima rigidez. Para una eliminación más eficiente de los gases, lo mejor es la circulación de aceite en el sistema hidráulico, mediante el desplazamiento del émbolo y con dos válvulas de retención. La confiabilidad y exactitud de las bombas microdosificadoras han llegado a un alto grado de perfección.

Los sistemas con varillaje de acción hidráulica, sirven para alejar de la propulsión las zonas de altas temperaturas o peligrosas, lo cual hace posible la aplicación de bombas de diafragma, por ejemplo, hasta unos 400°C. Una aplicación muy común es en la zona calentada por radiactividad en las plantas recuperadoras de combustible atómico en donde los requisitos de seguridad son muy estrictos.

Con las altas presiones de funcionamiento que hay a menudo en los sistemas de recirculación de líquidos o gases en los procesos químicos, una ventaja adicional de las bombas de diafragma es que no hay problemas con empaquetaduras.

Desahogo (alivio) de presión

En las bombas descritas, el diafragma recibe toda la presión de funcionamiento y la alta presión diferencial oprime el diafragma contra la placa trasera de soporte. Esta presión de contacto, por diversas razones, puede producir una duración poco satisfactoria del diafragma. Los patrones de esfuerzo en las inmediaciones de las perforaciones y las restricciones en la sujeción del diafragma son importantes.

Se han logrado mejoras mediante el aumento de la presión hidráulica con una bomba reforzadora o auxiliar (Fig. 8) que aumenta la presión en el espacio entre el émbolo y el diafragma casi hasta el valor de la presión de operación del proceso. Con esto, el diafragma soporta una presión diferencial de, por ejemplo, sólo 280 psi en vez de 7 000 psi, que es una considerable reducción. En procesos con presiones variables, se puede tener control automático de la presión hidráulica con un sistema de retroalimentación.

Esos sistemas prolongan mucho la duración de los diafragmas. Las bombas de diafragma para circulación en el proceso se pueden optimizar si se instalan en posición horizontal opuesta, porque el equilibrio de las cargas con un émbolo común produce menos esfuerzos en todos los componentes.

Diseño, duración y fallas

El diseño seguro de un diafragma presupone el conocimiento preciso de la resistencia a la fatiga y la distribución de esfuerzos. Las propiedades de los materiales varían según las condiciones de carga de los diafragmas, fuelles y tubos. Es difícil obtener datos precisos con la lámina de acero laminada en frío debido a las desviaciones más o menos severas de su estado isotrópico. En cualquier caso, la resistencia al punto de cedencia ya no sirve como indicadora de la calidad.

Tabla II Duración de bombas con diafragma hidráulico

Diafragma	Presión de funcionamiento	Horas de funcionamiento
PTFE	< 2 840 psi	15 000
	> 2 840 psi	10 000 a 15 000
Metal	Presión de succión máxima de 140 psi	5 000
	Presión alta de succión de > 140 psi sin bomba reforzadora	2 000
	Alta presión de succión y refuerzo hidráulico	5 000

La distribución de esfuerzos se determina con calibradores de esfuerzo y deformación y pruebas sistemáticas de vibración. La sujeción del diafragma no debe imponerle esfuerzos adicionales. El logro de la flexión teórica predicha para el diafragma requiere un cuidadoso análisis de los fenómenos del flujo de líquidos.

Es necesario que el usuario sepa que los diafragmas de PTFE son poco sensibles a las grietas y abolladuras, mientras que los diafragmas metálicos sí lo son. Cuando se utilizan diafragmas metálicos, es absolutamente indispensable impedir la entrada de partículas sólidas a la cámara de desplazamiento.

Las zonas de sujeción y soporte del diafragma también se dañan con facilidad con las partículas de sólidos. Una vez que el diafragma está rayado o raspado no durará mucho. Sin embargo, a los diafragmas de plástico

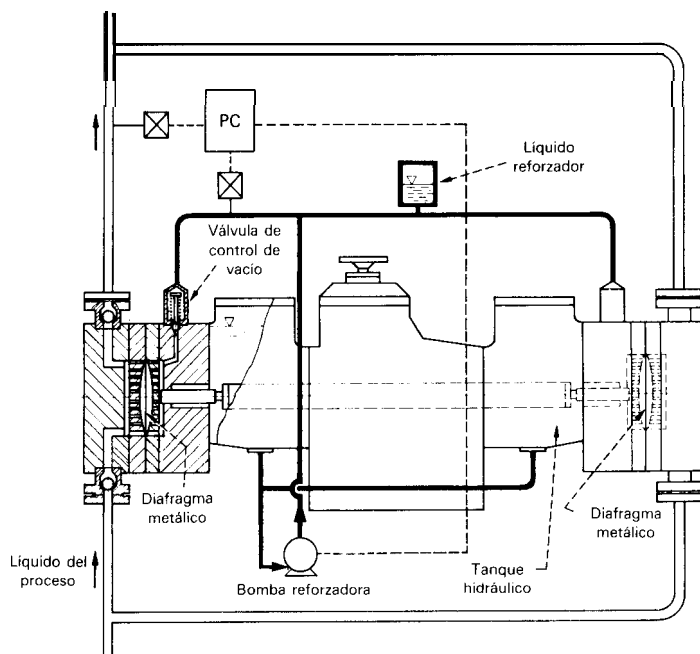


Fig. 8 Bomba de diafragma de cabezas múltiples con bomba reforzadora para el sistema hidráulico

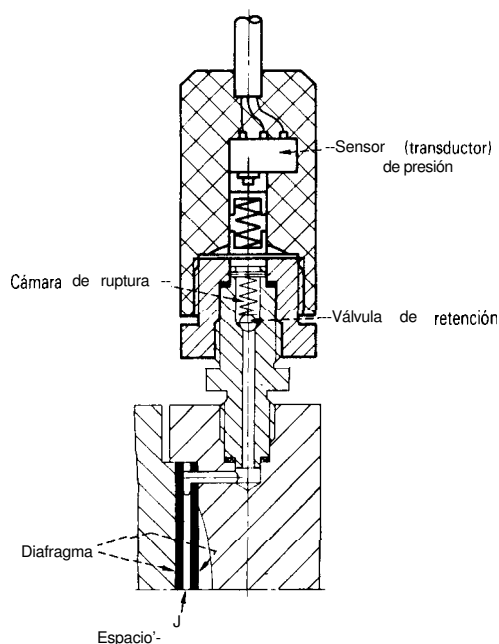


Fig. 9 Diafragma emparedado con transductor de presión

no se les incrustan las partículas y son adecuados para manejar suspensiones. La bomba de la figura 6 es la adecuada para este servicio.

En la tabla II se presentan datos de duración de diafragmas obtenidos con la experiencia en las bombas con diafragma hidráulico.

Un importante requisito en el diseño es tener una indicación de falla del diafragma, por el peligro que entraña para los operadores, el ambiente y la calidad del producto. Los diafragmas dobles con acoplamiento hidráulico en la carrera de succión y descarga no han resultado satisfactorios, porque no se pudo cumplir con el requisito de ausencia de fugas en el espacio intermedio.

El diafragma emparedado (Fig. 9) es un método totalmente nuevo, en especial el tipo de contacto de diafragma acondicionado por el perfil durante la carrera de descarga, acoplamiento hidráulico durante la carrera de succión y cero presión entre los diafragmas. El espacio entre los diafragmas se llena con líquido hidráulico; sin embargo, los diafragmas están en contacto metálico perfilado cuando se abre la válvula de retención durante la carrera de bombeo y descarga el sobrante de fluido hidráulico hacia el espacio. Este es el método normal y estable de funcionamiento del sistema.

Si ocurre una falla del diafragma, sea en el lado de proceso o en el hidráulico, aumenta la presión en el espacio y acciona un sensor de presión conectado con un sistema de alarma. Los diafragmas emparedados de PTFE se pueden utilizar con presiones hasta de 5 000 psi.

Características de entrega y dosificación

Al contrario que en las bombas de diafragma y fuelle con accionamiento mecánico (Figs. 2 y 4), la caracterís-

tica en las bombas con diafragma hidráulico es lineal y tiene muy poca influencia de la presión.

En la figura 10 se presenta una comparación de cuatro tipos de bombas dosificadoras de diafragma muy distintas: diafragma compacto, diafragma, émbolo y diafragma de alta presión. La bomba de diafragma compacto (bomba 1), que se ilustra en la figura 5, depende muy poco de la presión, que es un máximo de 140 psi y es lineal. Funciona igual que una bomba de émbolo y la diferencia en calidad, comparada con las bombas de diafragma mecánico es notoria.

Conforme aumenta la presión, el grupo de curvas se desplaza hacia la derecha, es decir cada característica a baja presión sigue a la bomba 1 y las que son para la máxima presión permisible están a la extrema derecha. Las características sólo son paralelas con mecanismo de accionamiento de punto muerto superior constante; en otra forma, habrá un ligero cambio en la gradiente. El comportamiento elástico se obtiene con la compresibilidad del líquido del proceso que, a veces, puede ser considerable y con la elasticidad de la cámara de bombeo.

El efecto elástico es particularmente notorio en las bombas de diafragma de alta presión (bomba IV). Las características de las bombas de diafragma dependen más de la presión que las bombas de émbolo, por las inevitables diferencias en diseño con respecto a los volúmenes muertos. En el caso de presiones de 5 000 psi, que son de empleo frecuente, la diferencia en eficiencia volumétrica es alrededor de 5 % a 8 % (bombas II y III, Fig. 10).

La exactitud de la dosificación de las bombas con diafragma hidráulico es, cuando menos, tan buena como la de las bombas de émbolo. Para microdosificación, las bombas de diafragma son mucho más exactas que las de émbolo.

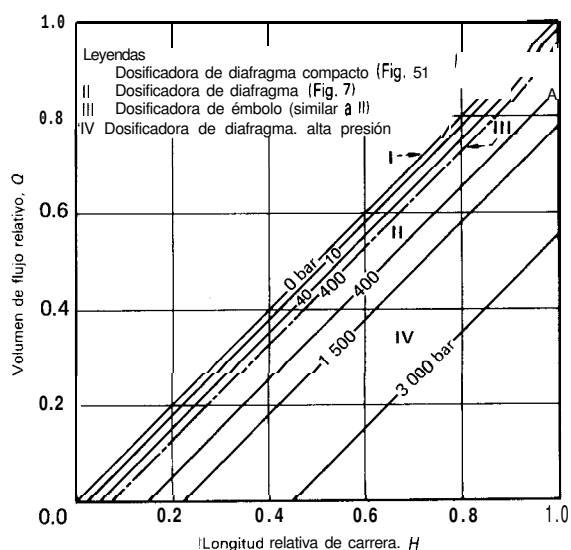


Fig. 10 Comparación de características de bombeo de cuatro tipos de bombas

Pérdida de succión: instalación

La pérdida de presión de succión, debida a la válvula de succión, es casi igual en las bombas de diafragma y de émbolo. En particular, los tipos que tienen cámaras delanteras sin restricción (Figs. 1 y 6) no tienen pérdidas adicionales de presión interna en el lado del líquido de proceso. Pero, con las actuales velocidades de carrera, superiores a 300 carreras/ min, es esencial optimizar los patrones de flujo interno.

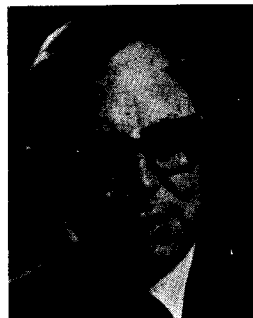
Algunos tipos de bombas de diafragma requieren presiones de succión como mínimo entre 7 y 42 psi, incluso las bombas con diafragma metálico para mayor volumen y más velocidad de carrera. En cualquier caso, los diafragmas metálicos, con menor rigidez son más sensibles a la cavitación que los diafragmas gruesos de PTFE.

La cavitación se puede evitar con la instalación correcta del sistema de tubería y el control de las condiciones de presión. Las alteraciones en la exactitud de dosificación y en el funcionamiento a causa de la cavitación pueden ser muy serias. La compresión demorada, cuando hay cavitación, produce considerables choques de presión y de carga.

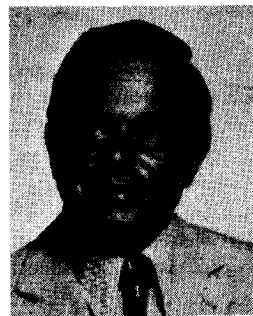
Debido a las influencias elásticas, el flujo instantáneo de entrega no está en fase con el desplazamiento del émbolo. Por ello, la entrega es intermitente al final de la fase de compresión o sea la velocidad final del émbolo y ocurrirá una onda de choque. Este problema de choque, que ocurre en todas las bombas de alta presión, se puede contrarrestar con amortiguadores cuyo tamaño se haya

determinado de acuerdo con las teorías acerca de las pulsaciones. Además, la cavitación complicará los problemas de los choques y éstos son menos críticos en el lado de succión porque la vaporización momentánea durante los periodos de choque produce una amortiguación eficaz.

Los autores



Gerhard Vetter es Gerente Técnico de la Lewa Herbert Ott GmbH, Leontberg, Alemania Federal. Está encargado de desarrollo, investigación, ventas y producción. Con más de veinte años de experiencia en el diseño de bombas reciprocantes, produjo la línea Lewa de bombas de diafragma de alta presión para productos tóxicos. Es Ingeniero Diplomado en ingeniería mecánica de la Universidad de Karlsruhe. Ha sido autor de muchos artículos y libros y posee varias patentes.



Ludwig H. Hering es Vicepresidente y Gerente General de la American Lewa, Inc., 11 Mercer Road, Natick A 01760. Tiene muchos años de experiencia en la industria de máquinas herramienta y equipo para procesos. Tiene título de ingeniero mecánico del Friedberg Polytechnikum, Alemania Federal.

Bombas centrífugas hechas de plástico para servicio corrosivo

En muchos casos, las bombas hechas de plástico tienen ventajas sobre las metálicas cuando manejan líquidos corrosivos. Se anota cómo seleccionarlas.

Edward Margus, Vanton Pump & Equipment Co

En una planta de proceso, la bomba centrífuga es uno de los equipos de mantenimiento más costoso. Su alta velocidad de funcionamiento, la susceptibilidad a los líquidos que se manejan y sus puntos débiles inherentes, como son los cojinetes, les reducen la duración. Por esta razón, los materiales de construcción especiales y diseños innovadores son de gran importancia para tener funcionamiento eficiente de la bomba con mínimo mantenimiento.

Con los años, los metalurgistas han perfeccionado una gran variedad de aleaciones que resisten a la mayor parte de los fluidos corrosivos, pero muchas veces ni los metales o aleaciones más modernos pueden dar rendimiento satisfactorio. Entre las razones están el alto costo de las aleaciones especiales para soportar este servicio y las limitaciones que tienen los metales para utilizarlos con la variedad de líquidos comunes en la industria química.

Por ello, cada vez más las empresas están cambiando a bombas centrífugas de diseño especial, hechas con plásticos. La combinación de diseño y materiales de estas bombas ofrecen la máxima duración en servicio con mínimos problemas de mantenimiento. En muchos casos, las bombas de plástico cuestan mucho menos que sus equivalentes de metal. Las bombas hechas con plástico se obtienen con facilidad y gracias a sus adelantos en diseño el mantenimiento es mínimo y el reemplazo de piezas es sencillo.

Las primeras bombas de plástico

Las bombas centrífugas, hechas con plástico, han mejorado mucho desde su introducción por los años de la decena de los cincuenta. Al principio, los plásticos no

eran lo ideal para las aplicaciones. Los primeros intentos por proteger los componentes metálicos contra los líquidos corrosivos y erosivos fueron los revestimientos con resinas epoxi o poliéster. Aunque funcionaban bien durante un tiempo razonable, había que reemplazarlos a intervalos regulares, lo cual era costoso y necesitaba mucho tiempo.

Además, las piezas de las bombas revestidas con plásticos tenían otras desventajas, que incluían el desgaste rápido y la tendencia a agrietarse y “despellejarse” en uso normal. Para resolver estos problemas, los fabricantes empezaron a producir bombas metálicas con las piezas más importantes hechas con diversos plásticos, como el cloruro de polivinilo (PVC), el PVC clorado, polipropileno y productos patentados como Teflón, Hypalón, Kynar, Nordel y Vitón. Sin embargo esas bombas con componentes de plástico también tenían desventajas, en especial por desgaste y falta de resistencia física. Dado que las piezas metálicas se sustituían por otras de plástico, fabricadas con el diseño de las metálicas, no podían soportar mucho tiempo las condiciones de funcionamiento.

Bombas totalmente de plástico

Los fabricantes de bombas aceptaron poco a poco el empleo de plásticos para construir bombas centrífugas, porque los primeros plásticos no tenían resistencia estructural, eran difíciles de maquinar o formar a las tolerancias requeridas y porque su rendimiento en diversas condiciones físicas y de trabajo con productos químicos sólo se podía determinar mediante extensas y costosas pruebas de laboratorio y de campo.

Tabla I Compatibilidad de los plásticos para diversos productos corrosivos

Líquido que se maneja	Material de la bomba							Líquido que se maneja	Material de la bomba						
	Poliétileno	Polipropileno	Teflon	Acero inoxidable	Kynar	Buna N	Vitón		Poliétileno	Polipropileno	Teflon	Acero inoxidable	Kynar	Buna N	Vitón
Acetato de amilo	C	C	A	A		C	C	Dimetilamina	C	C	A	A		C	A
Acetato de metilo	-	A	A	A		A	C	Disulfuro de carbono	C	C	A	A		C	A
Acetato de sodio	A	A	A	A		c	c	Dorado, solución para	A	A	A	C			A
Ácido acético glacial 100%	C	B	A	-	B	C	C	Éter isopropílico	A	A	A	A		c	c
Ácido arsénico	B	A	A	A		-	A	Fenol	C	C	A	A	B	C	A
Ácido bromhídrico	B	A	A	C		C	A	Fluoruro de aluminio	A	A	A	C		A	-
Ácido carbólico	B	B	A	B		C	A	Fosfato tributílico	C	A	A	A		C	C
Ácido clorhídrico	A	A	A	C			A	Fosfato tricresílico	C	A	A	A		C	A
Ácido crómico	B	B	A	A	A	C	A	Ftalato dibutílico	C	C	A	A		C	C
Ácido fórmico	A	A	A	A	A	C	C	Gasolina	C	C	A	A		A	A
Ácido nítrico, hasta 30%	C	A	A	C	A	C	A	Hidróxido de amonio	A	A	A	A	A	C	A
Ácido nítrico, 30 a 60%	C	C	A	C	A	C	A	Hidróxido de bario	A	A	A	B		A	A
Ácido nítrico, 70%		C	A	C	A			Hidróxido de potasio	A	A	A	A	A	B	A
Ácido perclórico, 10%		C	A	V	A	C	A	Hipoclorito de sodio	A	A	A	C	A	A	-
Ácido sulfúrico	A	A	A	A		C	A	(todas las concentraciones blanqueadoras)	A	A	A	C	A	B	-
Ácido sulfúrico, 0 a 50%	A	A	A	C	B	C	A	Hipoclorito de calcio	A	A	A	C	A	B	-
Ácido sulfúrico, 50 a 85%	C	A	A	C	B	C	A	Metiletilcetona	C	C	A	A		C	C
Ácido sulfúrico, 85 a 96%	C	C	A	C	B	C	A	Nafta	C	C	A	A	A	B	A
Ácido sulfuroso	A	A	A	A	C	C	A	Naftaleno	C	C	A	A	A	C	B
Ácido tricloroacético	C	A	A	C		C	C	Nitrato de aluminio	A	A/A	A			A	A
Acrilato de etilo	A	A	A	C		c	c	Nitrato de amonio	A	A	A	A		C	-
Agua regia	C	C	A	C	A	C	A	Nitrato de bario	A	A	A	A		-	A
Alcohol butílico	B	A	A	A		A	A	Nitrato de mercurio	A	A	A	A		A	A
Anilina	C	C	A	A	B	C	A	Óxido de etileno	C	C	A	A	A		
Benceno	C	C	A	A	B	C	A	Peróxido de sodio	-	A	A	A	C		A
Benzaldeído	C	C	A	A	B	C	C	Persulfato de amonio	A	A	A	A		-	A
Bisulfito de calcio	A	A	A	A		A	A	Resorcinol	C	C	A	A		C	A
Bisulfuro de calcio	C	C	A	C		C	A	Salicilato de metilo	-	-	A	A		C	A
Bromuro de sodio	A	A	A	C		C	A	Sosa cáustica	A	A	A	A		A	A
Carbonato cúprico	A	A	A	A		C	A	Sulfato de aluminio y potasio	A	A	A	A	A	A	A
Ciclohexano	C	C	A	A		C	A	Sulfato de amonio	A	A	A	A	B	A	A
Ciclohexanol	C	C	A	A		C	A	Sulfato de magnesio y amonio	A	A	A	A		A	A
Cloro acuoso	C	A	A	C		C	A	Sulfato de zinc	A	A	A	A		A	A
Cloruro de aluminio	A	A	A	B		A	A	Sulfuro de bario	A	A	A	A		C	A
Cloruro de bencilo	-	A	A	A		C	C	Sulfuro de sodio	A	A	A	A		C	A
Cloruro cúprico	A	A	A	C		A	A	Tetracloruro de carbono	C	C	A	A	B	C	A
Cloruro de estaño	A	A	A	C		C	A	Tolueno (toluol)	C	C	A	A		c	c
Cloruro férrico	A	A	A	C		A	A	Tricloroetileno	C	C	A	A	A	C	A
Cloruro de metileno	-	C	A	A	C		B	Tricloruro de etileno	-	-	A	A			
Cloruro mercuríco al 20%	A	A	A	A		C	B	Trimetilamina	C	C	A	A		C	C
Cloruro de radio	A	A	A	C		C	A	Tritanolamina	C	C	A	A		C	C
Cloruro de zinc	A	A	A	C		A	A	Uranato de sodio	A	A	A	A		A	A
Cromado, solución para	B	B	A	-		C	A								
Dietilamina	-	A	A	A		C	A								
Dietilbenceno	B	B	A	A		C	A								

(todas las concentraciones
blanqueadoras)

Ya no ocurre así. Se construyen ya bombas con todas sus piezas de plástico, de modo que no hay piezas metálicas que hagan contacto con las sustancias que se manejan. Además, las bombas de plástico han comprobado su durabilidad con años de servicio. Ahora ofrecen una forma confiable y económica para manejar sustancias químicas corrosivas como los ácidos fluorhídrico, sulfúrico, nítrico y otras sustancias oxidantes, así como cáusticos, disolventes y otros materiales que crean problemas, a temperaturas hasta de 325°F, presiones hasta de 150 psi y flujos que pueden ser de 550 gpm.

En el diseño de las bombas se tiene en cuenta la elasticidad del plástico. Se debe tener en cuenta que cuando se dice "totalmente de plástico" es que así está construida la bomba, excepto el motor y el eje o árbol de acero inoxidable; algunos fabricantes ofrecen ejes con las zonas mojadas encerradas dentro de una camisa de plástico de sección gruesa para aislarlos de los líquidos que se manejan.

Debido a la elasticidad de los plásticos, los álabes del impulsor se pueden doblar o flexionar para absorber los posibles choques por el golpe de ariete o los que se producen durante el arranque o el paro por la inercia del líquido en la tubería. Entonces, los álabes del impulsor son más gruesos en la raíz para darles mayor resistencia y más delgados en las puntas para darles flexibilidad y resistencia a los choques. Además, los álabes tienen un paso más grande para mover más líquido. Las bombas están disponibles en tamaños muy grandes para que funcionen a velocidades más bajas a fin de minimizar los problemas de cavitación, pues ésta es una causa principal de la erosión de los impulsores en las bombas metálicas.

Las bombas de plástico pesan mucho menos que las de metal de igual capacidad. Incluso después de años de servicio, la ausencia de picaduras por corrosión en las bombas de plástico permite desarmarlas con rapidez, cosa que podría ser imposible en las de metal. Se utiliza un número creciente de diversos materiales no metálicos para tener funcionamiento confiable y duradero de los cojinetes, que incluyen cerámicas ultrapuras, Teflón, carbono ultrapuro, Rulon, Ryton, etc.

Con un reciente adelanto, que es la bomba con eje o árbol hueco, se eliminan por completo los cojinetes de camisa (chumaceras) que funcionan dentro del extremo para líquido y permiten que la bomba funcione en seco sin quemarse. En las bombas horizontales y verticales el eje está soportado por completo por los cojinetes de bolas del motor eléctrico que están separados. Si alguna vez hay que reemplazar o volver a revestir el eje, se puede desmontar con facilidad.

Los ingenieros pueden escoger entre muchas bombas centrífugas hechas de plástico para cada aplicación. La selección se basa en los requisitos de espacio, costo inicial y de instalación, costo de piezas de repuesto (refacciones), facilidad de servicio, disponibilidad y mantenimiento.

Se debe tener en cuenta que la selección de plásticos se basa en factores de corrosión, erosión, seguridad del personal y contaminación del líquido. Si el líquido muy corrosivo que se va a manejar contiene sólidos, la

selección de bombas y materiales se vuelve muy limitada, pero las bombas modernas de plástico pueden trabajar con esos líquidos.

Determinación de factores del servicio

Los principales aspectos que se deben considerar en la selección de una bomba centrífuga hecha de plástico para servicio con líquidos corrosivos, son:

- Naturaleza del líquido que se manejará
- Carga del líquido
- Volumen de flujo o capacidad
- Material y tamaño de las tuberías
- Condiciones de funcionamiento: efectos de temperatura, flujos, velocidad de circulación
- Desgaste de la bomba por choques hidráulicos o térmicos
- Anclajes y soporte
- Facilidad para la instalación

Es necesario saber las condiciones a las que estará sometida la bomba e incluyen la temperatura, condiciones de succión y propiedades lubricantes del líquido, para determinar el tipo de sellos mecánicos que se utilizará. Se debe dar toda la información necesaria al fabricante para que recomiende el sello que pueda aumentar la duración de la bomba.

Una vez determinados los factores del servicio y las especificaciones, hay que seleccionar al fabricante de la bomba.

Primero, como la casi totalidad de las bombas se fabrican en tamaños estándar, ¿puede ofrecer el fabricante el tamaño y tipo de bomba más adecuados para el servicio en cuestión?

Después, hay que obtener la respuesta a preguntas tales como si el fabricante puede ofrecer servicio en el campo o, si es necesario, se puede llevar la bomba a la fábrica y si se puede enviar un ingeniero que observe la reparación. Cabe decir que muchos fabricantes consideran secreto industrial la fabricación y reparación de bombas.

Otro aspecto importante que se debe tener en cuenta antes de hacer la selección es ¿qué tan grande es la dotación de piezas de repuesto que recomienda el fabricante? Aunque casi todos los fabricantes recomiendan adquirir un juego de repuestos con la bomba, si incluyen demasiadas piezas podría sospecharse que habrá problemas. En cambio, las nuevas bombas con eje hueco suelen ser muy confiables si se tiene en cuenta que las únicas piezas para repuesto son el eje y la carcasa.

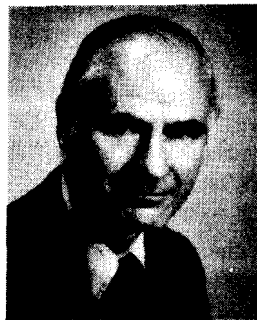
Una de las principales ventajas de las bombas centrífugas es la sencillez de funcionamiento y diseño; son ideales para manejar líquidos de todos los tipos, incluso los que tienen sólidos abrasivos y de otros tipos. Muchos usuarios de bombas especifican filtros o pichanchas especiales para eliminar los sólidos en el fluido. Los filtros no se necesitan en el 99% de las aplicaciones y en muchos casos las pichanchas (coladores) no son la solución. Una bomba de plástico bien diseñada puede manejar sólidos sin problema y la pichancha sólo entorpecerá la circulación y necesitará limpieza frecuente.

Cuando el fluido contiene sólidos, el fabricante suministrará bombas con conductos internos de tamaño suficiente para manejarlos. Colaborará con los ingenieros a fin de evitar bolsas o puntos ciegos en el sistema donde se puedan acumular sólidos y para tener la certeza de que las holguras entre las piezas movibles y estacionarias de la bomba sean mínimas. También puede ayudar en el diseño de un lavador del sistema para la purga periódica de cualesquiera sólidos acumulados.

Antes de seleccionar una bomba, hay que consultar con el fabricante para determinar que todo el sistema en que se instalará está diseñado para facilitar el mantenimiento y la inspección y permitir posibles cambios en el futuro. La circulación de entrada a la bomba debe ser lo más uniforme y recta que sea posible con un mínimo de cambios abruptos corriente arriba. Si la instalación no se hace con todo cuidado, ocurrirán ruido, vibración, pérdida de capacidad, sobrecarga del propulsor y fallas

excesivas de cojinetes y el eje. Es de máxima importancia que la bomba esté muy accesible para facilitar el desmontaje o cualquier reparación.

El autor



Edward **Margus** es Vicepresidente de Ingeniería de la Vanton Pump & Equipment Corp., 201 Sweetland Ave., Hillside, NJ 07025, encargado de perfeccionamiento de productos y técnicas de fabricación de bombas centrífugas, rotatorias y de sumidero hechas con plástico. También se encargó de la construcción de una planta de Vanton en Europa. Tiene muchos años de experiencia en esta industria y la metalmecánica. Tiene licenciatura y maestría en ingeniería mecánica del Newark College of Engineering. Ha publicado numerosos

artículos relacionados con estas bombas y los sistemas de manejo de líquidos.

Fluoruro de polivinilideno para bombas resistentes a la corrosión

Los adelantos en la fabricación con fluoruro de polivinilideno han permitido hacer bombas resistentes a la corrosión sin piezas metálicas que toquen el líquido.

Edward Margus, Vanton Pump & Equipment Corp.

Las mejoras en los plásticos para ingeniería, con mejores propiedades físicas térmicas y químicas combinadas con la gran facilidad para moldearlos y maquinarlos han ampliado su empleo en las aplicaciones de bombeo más exigentes.

Los componentes de bombas, moldeados y maquinados con precisión, hechos con cloruro de polivinilo (PVC), cloruro de polivinilo clorado, polipropileno, polietileno y fluoruro de polivinilideno (PVF), por ejemplo, dan servicio largo y de bajo costo en el bombeo de líquidos para los cuales antes sólo se podían emplear acero inoxidable u otras aleaciones especiales, a veces con resultados insatisfactorios. En el manejo de muchos productos químicos, cualquier pieza metálica en contacto con el líquido o sus vapores casi siempre ocasionará problemas en el futuro.

Los usuarios no pudieron disfrutar de inmediato las ventajas de los plásticos en relación con los metales para resistir el ataque de líquidos corrosivos. Muchos fabricantes tardaron en adoptar los plásticos porque, al principio, carecían de resistencia estructural y eran difíciles de maquinar o formar con determinadas tolerancias. Además, su rendimiento en diversas condiciones físicas y químicas sólo se podía predecir con largas y costosas pruebas de laboratorio y de campo. Quizá en ninguna industria se hagan pruebas más minuciosas de la resistencia física de un nuevo plástico que en la de las bombas. Se lo somete en forma simultánea a corrosión, calor y abrasión y a los esfuerzos y presiones de un alto volumen de descarga.

Pero, en poco tiempo, los plásticos dieron el resultado esperado en bombas, gracias a los adelantos en su fabri-

cación para usos en ingeniería y al lograr productos más resistentes porque algunos fabricantes de bombas decidieron aprovechar las cualidades de los polivinilos y los polipropilenos para mejorar la duración de las bombas.

Ya se construyen bombas rotatorias, centrífugas horizontales, centrífugas verticales y sumergibles sin piezas metálicas que toquen el líquido que se bombea. Esto ha permitido utilizar bombas de plástico no sólo donde se requiere máxima limpieza como en el manejo de alimentos, productos farmacéuticos, agua pura y otros productos en donde no se puede tolerar la contaminación por contacto con metales; también se emplean en aplicaciones en donde las condiciones físicas y químicas dañaban las bombas con gran rapidez.

Plásticos mucho más resistentes

Uno de los adelantos más recientes en plásticos para ingeniería y para componentes críticos de bombas es el fluoroplástico PVF. Soporta condiciones desfavorables que no pueden resistir el PVC, el polietileno o el polipropileno y ha permitido mayor rendimiento de las bombas en aplicaciones que impiden el uso de la mayor parte de otros materiales, sean plásticos o aleaciones.

El fluoruro de polivinilideno que fabrica Pennwalt Chemical y lo vende con la marca registrada Kynar, tiene resistencia mecánica y tenacidad. Se puede moldear y maquinar a las tolerancias precisas y configuraciones complejas de los componentes de las bombas mejor que muchos otros plásticos.

Su gama de temperaturas de funcionamiento, de -80°F a 300°F es mayor que la del PVC, el polipropile-



Bomba centrífuga con todas las partes mojadas hechas con PVF₂

no o el cloruro de polivinilo clorado y es muy resistente a productos químicos como halógenos, oxidantes y la mayor parte de las bases y ácidos, excepto el sulfúrico fumante. Tiene resistencia casi completa a los alifáticos, aromáticos, alcoholes y disolventes clorados.

Aunque las carcasas y piezas internas de bombas hechas con Kynar cuestan hasta 15 veces más que las equivalentes de polipropileno, las hechas con Kynar se consideran económicas para aplicaciones en donde se necesita larga duración, resistencia a la abrasión y trabajo a altas temperaturas.

■ En una compañía de productos químicos, después de 3 000 horas de pruebas con una bomba centrífuga hecha de Kynar, que manejaba ácido nítrico al 65 % entre 180 y 200°F, succión inundada, a 80 gpm con carga total de descarga de 80 ft, se decidió utilizar las bombas de Kynar en todas sus plantas para esta aplicación tan severa. Ningún otro tipo de bomba soportó las pruebas.

■ Toda la industria del bromo debe su adelanto a los componentes de Kynar; el bromo ataca cualquier otro material y el Kynar es resistente no sólo al bromo y a sus vapores que son mucho más corrosivos, sino también a los diversos productos químicos corrosivos utilizados en el proceso. Hay muchas compañías de productos químicos que utilizan bombas de Kynar para poder procesar el bromo.

■ Una empresa especializada en reciclar soluciones concentradas de ácido y sal para limpieza de metales utilizadas en la industria metalúrgica, a temperaturas de 180°F y mayores, cambió a bombas de Kynar después de repetidas fallas de otras bombas por erosión del impulsor.

Las pruebas y experiencia del rendimiento del Kynar en el bombeo de muchos productos químicos a temperaturas altas indicaron que el PVC sólo se debe usar hasta 145°F; el PVC clorado hasta 190°F; el polipropileno hasta 185°F y el Kynar hasta 250°F.

En la tabla 1 se enumeran algunos productos químicos con los que el Kynar logró mejores resultados que el polipropileno.

Tabla 1 Rendimiento de las bombas de PVF₂ en diversas condiciones

Ácidos	70°F	150°F	212°F	275°F
Acético glacial	1	2	3	NR
Agua regia	1	1	1	NR
Clorhídrico al 20%	1	1	1	1
Fenol, al 10%	1	1	1	?
Fenol, al 100%	1	1	2	?
Fluorhídrico al 35%	1	1	1	1
Fórmico	1	1	1	1
Nítrico	1	1	1	?
Nítrico y sulfúrico, 50/50	1	1	2	?
Sulfúrico concentrado	1	1	2	
Bases				
Anilina	1	2	3	NR
sec-butilamina	1	3	NR	NR
tert-butilamina	1	2	3	NR
Hidróxido de amonio	1	1	1	1
Hidróxido de sodio al 10%	1	1	1	?
Hidróxido de sodio al 50%	1	1	1	?
UDMH e hidrazina 50/50	1	2	?	?
Disolventes				
Acetato de etilo	1	2	?	?
Acetona	3	NR	NR	NR
Alcohol diacetónico	1	3	NR	NR
Benceno	1	2	?	?
Benzaldehído	1	2	?	?
Diethylcelosolve	1	1	1	1
Diisobutileno	1	1	1	1
Etanol	1	1	1	1
Éter etílico	1	2	?	?
Percloroetileno	1	1	1	1
Tetracloruro de carbono	1	1	1	1
Trementina (aguarrás)	1	1	1	1
Tricloroetileno	1	1	1	1
Otros productos químicos				
Bromo, seco	1	1		
Bromo, acuoso	1	1	1	
Cloro, húmedo o seco	1	1	1	
Dióxido de nitrógeno	1	1	1	
Flúor	1			
Óxido de etileno	1	1	1	
Peróxido de hidrógeno al 30%	1	1	1	
Peróxido de hidrógeno al 90%	1			
Tetraóxido de nitrógeno	1	1		
Refrigerante 113	1	1	1	

1. Poco o ningún efecto.

2. Algún efecto, pero no indica menoscabo del servicio.

3. Efecto notorio, aunque se puede seguir usando.

NR. No se recomienda.

? No hay datos concluyentes de las pruebas.

En la misma serie de pruebas se encontró que el polipropileno fue tan bueno como el Kynar con otros productos químicos. De alrededor de 200 productos con que se hizo la prueba, el polipropileno sólo tuvo más rendimiento que el Kynar al bombear ácido bencensul-

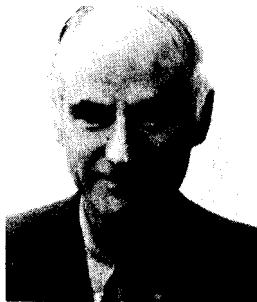
fónico caliente. Para bombear ciclohexanol caliente ni el polipropileno ni el Kynar dieron resultados óptimos.

Muchos problemas resueltos

La impermeabilidad del Kynar lo hace aplicable con una amplia gama de productos químicos y disolventes calientes, abrasivos y corrosivos. Además, no es tóxico y ha sido aprobado por Food and Drug Administration para utilizarlo con productos alimenticios.

La amplia aplicabilidad de este nuevo plástico para ingeniería, combinada con los adelantos en el diseño de las bombas y con un mejor conocimiento de los requisitos de las industrias de procesos, permite a los fabricantes ofrecer bombas centrífugas hechas totalmente de plástico para resolver muchos de los problemas de manejo de líquidos a que se han enfrentado las industrias de procesos químicos.

El autor



publicado numerosos artículos relacionados con estas bombas y los sistemas de manejo de líquido.

Edward Margus es Vicepresidente de Ingeniería de la Vanton Pump & Equipment Corp., 201 Sweetland Ave., Hillside, NJ 07025, encargado de perfeccionamiento de productos y técnicas de fabricación de bombas centrífugas, rotatorias y de sumidero hechas con plástico. También se encargó de la construcción de una planta de Vanton en Europa. Tiene muchos años de experiencia en esta industria y en la metal-mecánica. Tiene licenciatura maestría en ingeniería mecánica del Newark College of Engineering. Ha

Selección y aplicación de bombas para pastas aguadas

El manejo de pastas aguadas se ha vuelto muy común en las plantas de proceso, por ejemplo, el control de la contaminación incluye bombear pastas aguadas. Este artículo ayudará a seleccionar una bomba para pastas aguadas para cumplir con los requisitos.

J. Ingemar Dalstad, Morris Pumps, Inc.

La mayor parte de los ingenieros rara vez necesitan seleccionar una bomba para pasta aguada. Pero la selección incorrecta puede tener resultados muy costosos.

En este artículo se comentará cuándo se debe utilizar una bomba para pasta aguada, pues no siempre saltan a la vista las características más deseables en el diseño, y otros criterios y obstáculos que intervienen en la selección y la aplicación.

Cuándo usar una bomba para pasta aguada

Muchas de las confusiones para decidir cuándo se debe especificar una bomba para pasta aguada surgen de que no hay un acuerdo general de lo que es "pasta aguada" y se debe en gran parte al número casi infinito de mezclas de sólidos y líquidos. En lugar de las muchas definiciones académicas de pasta aguada, se podría utilizar la siguiente definición más amplia y funcional: "Una pasta aguada es cualquier mezcla de líquido y sólidos que pueda ocasionar abrasión u obstrucciones importantes en la bomba o una falla mecánica debida a cargas elevadas o choques de impacto".

En ciertas circunstancias, parecería superfluo considerar el "cuándo" en la selección de una bomba. Por supuesto, una bomba utilizada para manejar pastas aguadas específicas, como los desechos o "jales" de las minas o concentrados químicos se debe diseñar y construir para máximas resistencia física y a la abrasión y capacidad para dejar pasar los sólidos.

Pero ¿qué ocurre con una bomba utilizada para suministrar grandes cantidades de agua para enfriamiento,

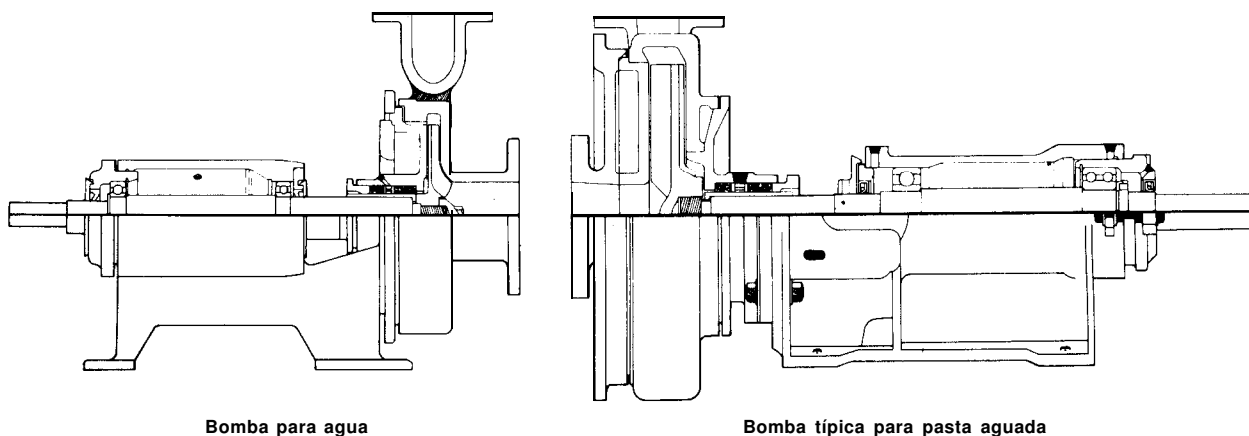
tomada de un río lodoso? En estas pastas "accidentales" la finalidad principal es la conducción del líquido y no se pretende (a veces no se reconoce) que haya sólidos incluidos. No obstante, si no se utiliza una bomba para pasta aguada en esta aplicación, muchas veces puede ocasionar costos excesivos de mantenimiento, piezas de repuesto y pérdidas de tiempo.

El "cuándo" de la selección de la bomba se puede resolver con una regla empírica: siempre que el líquido que se va a bombear contenga más sólidos que agua potable, hay por lo menos que pensar en emplear una bomba para pasta aguada.

Características típicas de las bombas para pastas aguadas

¿Cuáles son las características de una bomba para pasta aguada (Fig. 1) que la distinguen de una centrífuga estándar? En el exterior hay pocas diferencias, aunque la bomba para pasta aguada suele ser más grande. En el interior tienen muchas características que la hacen completamente diferente.

El espesor de pared de las piezas del extremo para líquido o mojado, como carcasa, impulsor, etc., es mayor que en las centrífugas. La lengüeta de la voluta o sea el punto en la carcasa en que la boquilla de descarga diverge de ella, suele ser menos pronunciada para minimizar los efectos de la abrasión. Los conductos para circulación en la carcasa y el impulsor son lo bastante grandes para dejar pasar sólidos sin que se obstruya la bomba. Estas bombas están disponibles en una gran variedad de materiales de construcción para dar la resistencia requie-



Bomba para agua

Bomba típica para pasta aguada

Fig. 1 La bomba para pasta aguada tiene muchas **características** distintas de una bomba centrífuga típica para líquido limpio

rida a la abrasión, corrosión e impacto en casi cualquier aplicación para manejo de sólidos.

Se utilizan camisas reemplazables en las zonas de desgaste crítico para disminuir el costo del cambio de piezas. En muchas bombas para trabajo ligero y mediano, las camisas sólo se utilizan en el lado de succión. En una bomba para servicio con pastas muy abrasivas se utiliza una camisa adicional en el lado del cubo de la carcasa y, muchas veces, también en la boquilla de succión. Otro método es emplear un complejo revestimiento de cascarón, es decir, una carcasa dentro de la carcasa. Se pueden utilizar revestimientos de caucho, cerámica y materiales sintéticos en muchas aplicaciones especializadas.

Debido a que la abertura entre la cara del impulsor y la camisa de succión se agrandará con el desgaste, el conjunto rotatorio de la bomba para pasta aguada debe tener ajuste axial para conservar la holgura especificada por el fabricante. Éste es un aspecto crítico si se desea conservar la carga, capacidad y eficiencia de diseño. Otros componentes especiales incluyen prensaestopas de tamaño muy grande, camisas de eje (árbol) reemplazables y álabes posteriores del impulsor que mantienen los sólidos alejados del prensaestopas.

Los cojinetes radiales y los de empuje axial en estas bombas son más grandes que en las centrífugas, por las exigencias impuestas por las pastas aguadas de alta densidad. Aunque los álabes posteriores del impulsor (que

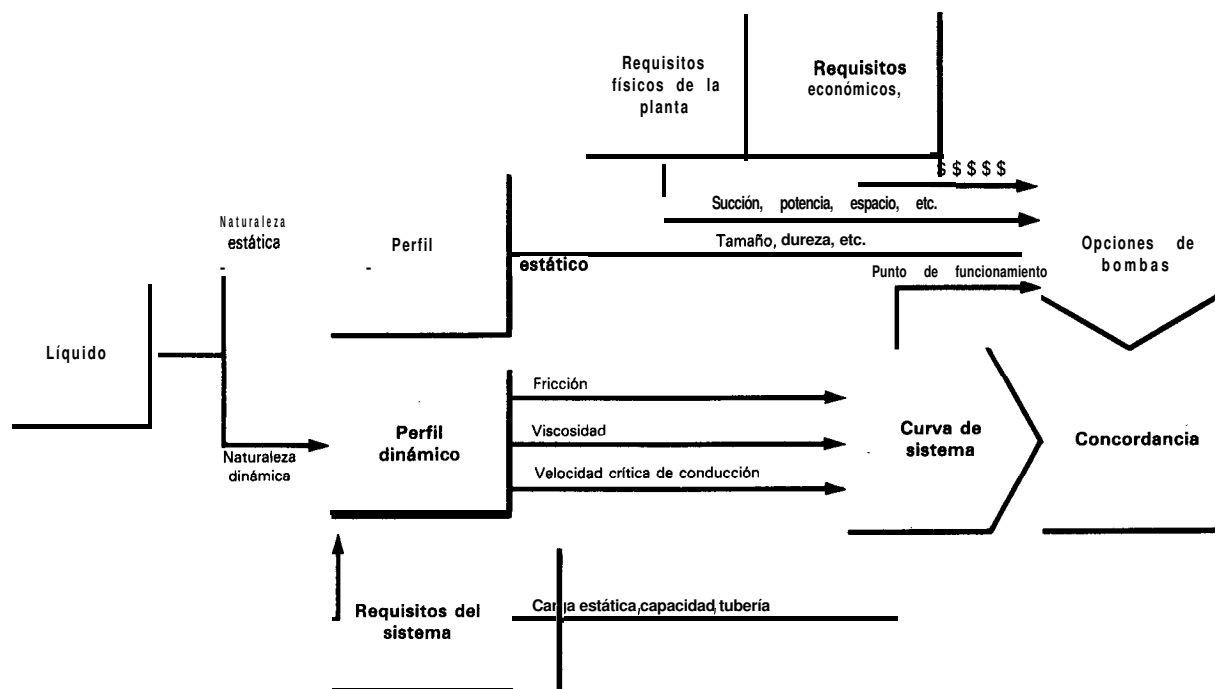


Fig. 2 La gráfica de lógica para selección de estas bombas indica la diversa información que se debe tener en cuenta

se utilizan para reducir la presión en el estopero) reducen el empuje axial, pueden tener un considerable desgaste en servicio con abrasivos. En consecuencia, los cojinetes deben tener amplia capacidad para resistir las cargas de empuje sin ayuda. No se deben utilizar agujeros de equilibrio en el impulsor para reducir el empuje axial, porque se pueden obstruir o dar origen a un desgaste localizado excesivo en el impulsor.

Casi todas las bombas para pasta aguada tienen impulsores de mayor diámetro que las bombas para líquido limpio a fin de poder lograr las cargas y capacidades a velocidad baja. El funcionamiento a baja velocidad es una de las características más importantes para reducir el desgaste en estas bombas. La experiencia ha indicado que el desgaste abrasivo de cualquier bomba dada aumenta, cuando menos, en razón de la tercera potencia del aumento en rpm.

¿Cuál bomba se debe seleccionar?

Si se determina que se necesita una bomba específicamente para el manejo de sólidos, los siguientes pasos son la selección y aplicación correctas de la bomba. Aunque estos pasos son complejos y están interrelacionados, se puede simplificar el trabajo como sigue:

- Establézcase un grupo de posibles opciones entre las muchas bombas que hay en el mercado.

- Trácese una curva del sistema que indique las cargas requeridas en la bomba con diversas capacidades.

- Compárense las curvas de rendimiento de la bomba con las del sistema para determinar la selección final de la bomba.

La gráfica lógica (Fig. 2) para selección de bombas indica las numerosas fuentes de información que se deben consultar para determinar la opción en el grupo de bombas, la curva del sistema y la concordancia final. Si en la aplicación se fuera a emplear una bomba centrífuga estándar para agua, casi lo único a considerar serían la carga y la capacidad, que sugerirán las opciones iniciales. Cuando se selecciona una bomba para manejo de sólidos, la primera consideración debe ser el material que se va a manejar, tanto en estado estático como dinámico.

Perfil estático de la pasta aguada

Un análisis del perfil estático de la pasta aguada ayudará a determinar la capacidad para paso de sólidos, resistencia a la abrasión y resistencia mecánica requeridas en la bomba. Los elementos más importantes del perfil estático se pueden dividir en cuatro categorías.

1. *Tamaño de los sólidos.* ¿Cuáles son las partículas más grandes que debe manejar la bomba? ¿Son los sólidos de tamaño similar o aleatorio?

2. *Naturaleza de los sólidos.* ¿Son pulpa o duros, ligeros o densos, redondos o irregulares, abrasivos o corrosivos?

3. *Naturaleza del líquido.* ¿Qué tan corrosivo es el líquido? ¿Lubricará los sólidos y reducirá la abrasión?

4. *Concentración de sólidos.* ¿Es la relación entre sólidos y líquido la que determina la influencia de las características de los sólidos en la pasta aguada como un todo?

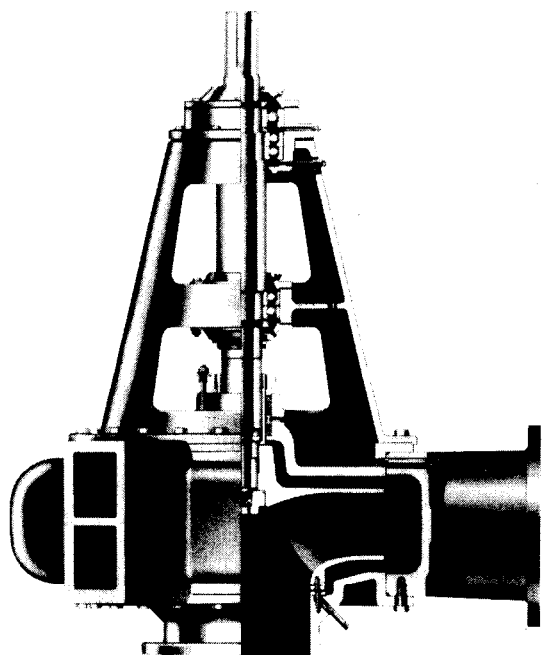


Fig. 3 La bomba para pastas ligeras y sólidos grandes ocasionales tiene conductos grandes pero sin camisas

Estas cuatro características estáticas originan requisitos especiales y requieren características específicas de diseño y construcción de la bomba.

Por ejemplo, en la figura 3 se ilustra una bomba destinada a manejar desechos, pastas aguadas ligeras y sólidos grandes ocasionales. Al contrario de la bomba de la figura 1, en ésta no se utilizan camisas de desgaste. Se utilizan conductos de circulación muy grandes en la carcasa y el impulsor. Como estas bombas se suelen utilizar para aguas negras y desechos industriales de poca abrasividad, se transige en ciertas características para reducción del desgaste, a fin de aumentar la eficiencia hidráulica.

En otras aplicaciones se implican además de sólidos grandes, materiales muy abrasivos y hay choques de impacto. En la figura 4 se ilustra cómo se logra protección

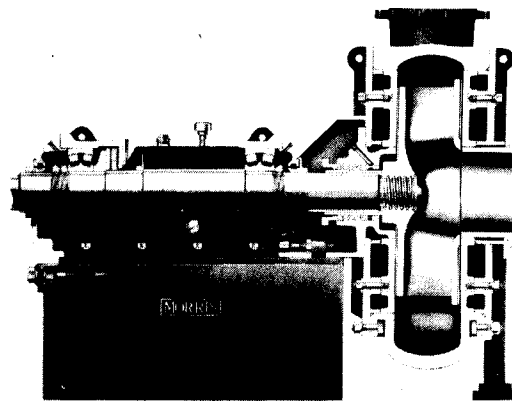


Fig. 4 Las bombas para pastas muy abrasivas tienen camisas reemplazables

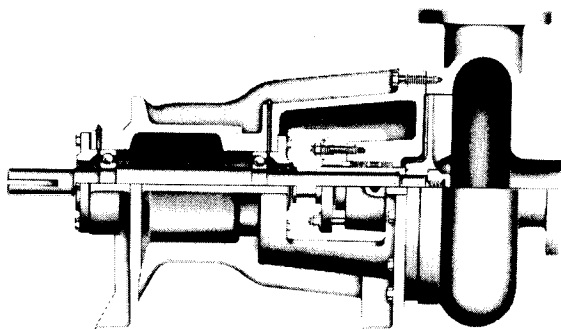


Fig. 5 La bomba de vórtice para pastas con sólidos grandes tiene el impulsor embutido en la parte trasera de la carcasa

con el empleo de muchas camisas reemplazables. Estas bombas se utilizan para escoria de hornos, pastas aguadas con alta concentración de cenizas y para desechos químicos muy abrasivos.

Cuando hay que bombear desechos químicos u otros con gran cantidad de sólidos, la bomba de vórtice (Fig. 5) puede ser la solución. Dado que el impulsor está embutido por completo en la parte trasera de la carcasa, se puede emplear una bomba pequeña para manejar líquidos que arrastran sólidos grandes.

En otras pastas aguadas el problema de mover sólidos grandes se convierte en uno de bombeo difícil de altas concentraciones de sólidos pequeños; casi siempre éstos producen abrasión muy grande. Los casos típicos con bombeo de pastas aguadas o lechadas de cal, son concentrados de minerales, caolín y lechadas de cemento. En la figura 6 se ilustra una bomba para trabajo extrapesado, ideal para estas aplicaciones.

Materiales de construcción

Además del diseño de la bomba, los numerosos materiales de construcción disponibles permiten seleccionar el más conveniente para las condiciones del bombeo. El hierro fundido es el material básico, pues es de bajo costo, y adecuado para aplicaciones en que hay poca abra-

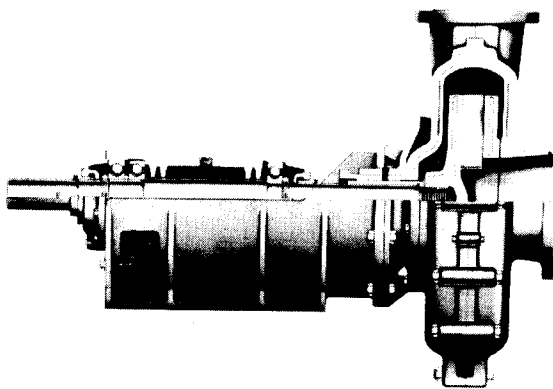


Fig. 7 Bomba con revestimiento de caucho para pastas aguadas finas muy abrasivas y corrosivas

sión. A veces, se utiliza hierro con 3 % de níquel cuando se necesita protección contra una corrosión poco severa. El hierro dúctil y el acero fundido ofrecen más resistencia física en aplicaciones para alta presión o cuando la bomba está expuesta a choques de impacto por sólidos grandes y duros.

Cuando hay abrasión elevada, los materiales como el Ni-Hard y el hierro al alto cromo, con tratamiento térmico, con dureza Brinel de 500 a 600 tendrán mayor duración. Se recomienda el hierro al cromo cuando habrá corrosión ligera y abrasión. A menudo se utiliza revestimiento de caucho en las bombas para manejar pastas aguadas finas, y muy abrasivas y corrosivas (Fig. 7).

Para aplicaciones con alta corrosión, hay disponibles aleaciones de acero inoxidable y de alto níquel. Las cerámicas y muchos materiales plásticos protegen contra la corrosión severa y se utilizan cada vez más para reducir los costos.

Con referencia de nuevo a la gráfica de lógica de selección (Fig. 2) se puede ver que las muchas características estáticas del líquido bombeado, combinadas con los requisitos físicos y económicos del trabajo, permiten elegir diversos tipos de bombas entre los muchos disponibles. Sin embargo, esta información por sí sola no es suficiente para hacer una buena selección.

Perfil dinámico y curvas del sistema

Ahora se examinarán los requisitos del sistema y el perfil dinámico del material que se bombeará. Con esta información se puede trazar la curva del sistema, que es la base para la selección y aplicación finales de la bomba. A continuación se hace un somero estudio de la curva del sistema y de algunos errores comunes que puede ocasionar su empleo incorrecto.

La curva del sistema (Fig. 8) es un trazo de la carga que debe producir la bomba con cualquier capacidad dada; está en función de la tubería y no la determina la bomba. La coordenada vertical, expresada en este ejemplo en pies de líquido es la suma de dos factores: 1) la carga estática o sea la diferencia real entre los niveles de líquido que debe contrarrestar la bomba y 2) la *carga de fricción*, que es la energía necesaria para vencer la fric-

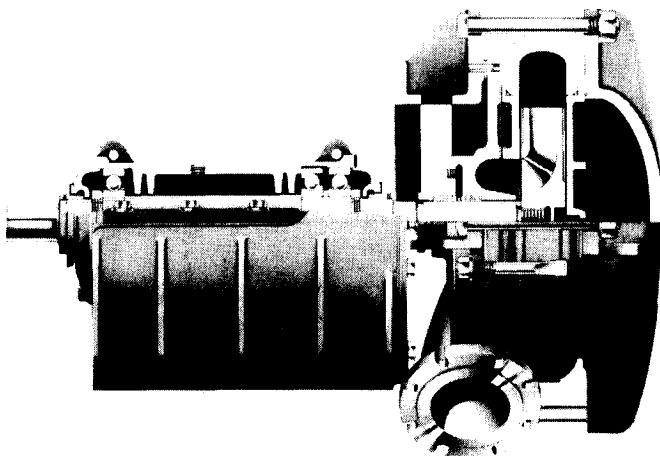


Fig. 6 Bomba de trabajo extrapesado para pastas con alta concentración de finos que producen abrasión

ción en la tubería. La fricción en la tubería está en función del gasto y aumenta en proporción con el mismo. Los valores de fricción para los tubos y accesorios se pueden obtener con las tablas, pruebas de la pasta aguada en el laboratorio o pruebas de campo, una vez que se conocen la pasta y el tipo, longitud y diámetro de los tubos. En la curva de la figura 8 se indica el comportamiento de una pasta aguada newtoniana y como se ve, la fricción en la tubería aumenta en un porcentaje constante conforme se incrementa la capacidad, lo cual produce una curva con forma parabólica.

No todas las pastas aguadas tienen comportamiento newtoniano. Se ilustra en la figura 9 en donde aparecen las curvas para dos pastas aguadas de arena con diferentes concentraciones de sólidos. Con una concentración del 60 %, esa pasta es newtoniana y producirá una curva parabólica predecible. Pero cuando la concentración sube al 70 %, la curva es totalmente distinta. La pasta se vuelve no newtoniana (en este caso plástica) y no se puede trazar la curva del sistema con el empleo de las tablas de fricción existentes, sino que la fricción en los tubos se debe determinar con pruebas en el laboratorio o en la planta.

En la figura 10 se muestra lo que ocurriría si no se reconociera la naturaleza no newtoniana de la pasta aguada

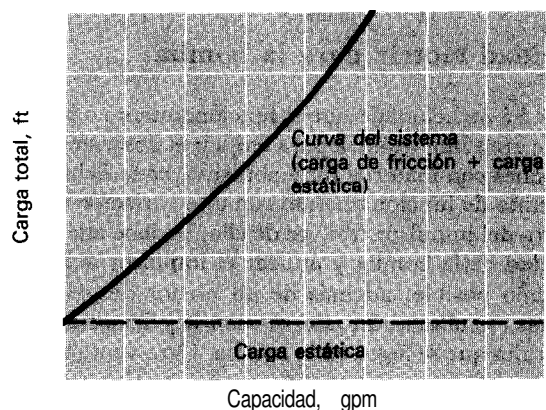


Fig. 8 Curva de carga y capacidad para una pasta aguada newtoniana

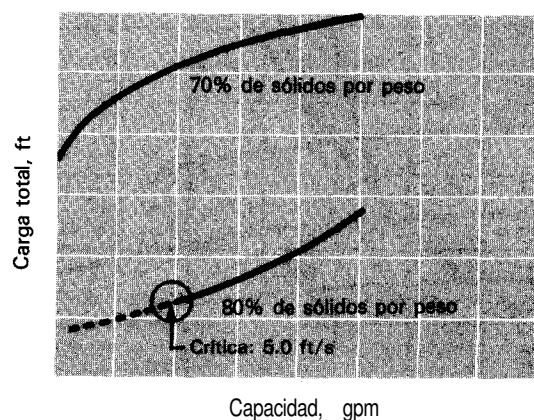


Fig. 9 La pasta aguada de arena puede ser newtoniana o no serlo, según la concentración de arena en el líquido

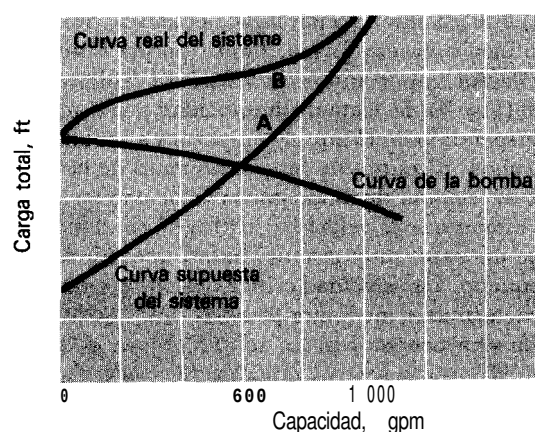


Fig. 10 Si se supone que una pasta es newtoniana, puede ocasionar problemas si no lo es

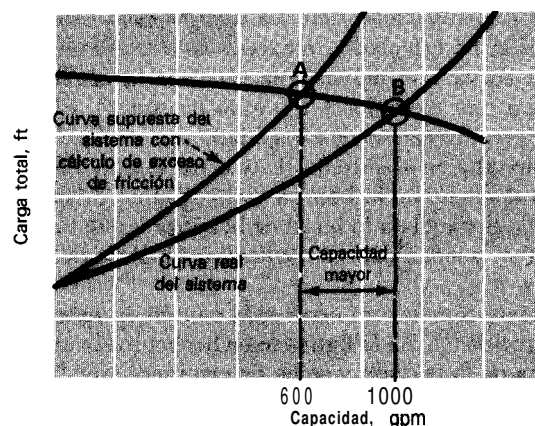


Fig. 11 El cálculo de exceso de fricción en los tubos hará que la bomba sea de más capacidad que la necesaria

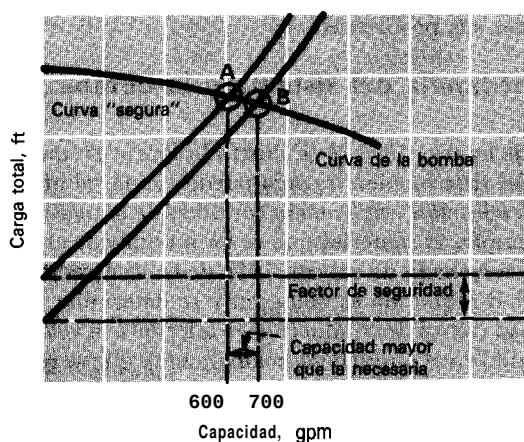


Fig. 12 La adición de un "factor de seguridad" hará que la bomba sea de más capacidad que la necesaria

del 70 %. La curva del sistema (A) se trazó como si la pasta fuera newtoniana y se seleccionó una bomba con una curva de rendimiento que cruzara la curva del sistema a los 600 gpm deseados. Se puede ver con la curva

real (B) que esa intersección nunca ocurrirá. Si la bomba se utilizara en esa forma, nunca podría bombear.

Otro factor importante es la velocidad crítica de conducción (Fig. 9). Se trata de la velocidad a la cual el material suspendido en el líquido empezará a sedimentarse en los tubos. El punto de funcionamiento de la bomba se debe seleccionar de modo que la velocidad en la tubería sea mayor que la velocidad crítica de conducción. Si produce un gasto muy grande, habrá que utilizar tubo más pequeño. La velocidad crítica de conducción sólo se puede determinar mediante pruebas, aunque los resultados de una prueba con un solo diámetro de tubo se pueden extrapolar a otros tamaños de tubo.

Hay otras formas de cometer errores en el establecimiento y empleo de una curva del sistema. Una de ellas es calcular un exceso de fricción en los tubos. En la figura 11 aparecen dos curvas del sistema. La curva con mayor pendiente cruza la curva de rendimiento de la bomba a la capacidad deseada de 800 gpm (punto A). Pero, si se ha calculado un exceso de fricción en los tubos, la curva real del sistema cruzaría la curva de la bomba a, por ejemplo, 1 100 gpm (punto B). El efecto de este error es exceso de capacidad, que produce velocidad muy alta en el sistema. Este error también aumentará el desgaste de la bomba y el consumo de energía. Según la distancia a lo largo de la curva a que funcione la bomba, pueden ocurrir cavitación e incluso fallas mecánicas.

Se suele cometer un error más común en nombre de la "seguridad". En la figura se ha hecho una evaluación correcta de la fricción y se ha determinado que la pasta aguada es newtoniana. Esta vez, la preocupación es si la bomba podrá hacer el trabajo, por lo cual se agregan unos cuantos pies a la carga estática "por si acaso". Como resultado, la pendiente es real pero la intersección que se pensó para el punto A ocurre en el punto B. Otra vez entra en acción la capacidad mayor de la necesaria con todos sus problemas.

Concordancia del sistema y la bomba

En las figuras 13 y 14 se ilustra la forma en que una curva del sistema bien trazada puede ayudar al ingeniero en la selección y aplicación correctas de la bomba. En este ejemplo, el material que se va a bombear es pasta aguada o lechada de cal con 10% de concentración. La capacidad requerida es 600 gpm y se determina que la velocidad crítica de conducción es inferior a la velocidad del líquido en el punto de funcionamiento que se planea. La curva del sistema indica que, con 600 gpm, se necesita una carga total de 140 ft.

Si se toman los datos compilados con el estudio de la naturaleza estática de la pasta aguada y de los requisitos económicos y físicos de la planta y se comparan con las especificaciones de diversos fabricantes, se encuentra que una bomba en particular tiene el diseño y los materiales de construcción requeridos para el trabajo. Cuando se hacen concordar las curvas de rendimiento de la bomba con la curva del sistema, ocurre la intersección con una velocidad de la bomba lo bastante baja para minimizar el desgaste. Las curvas de la figura 12 son para

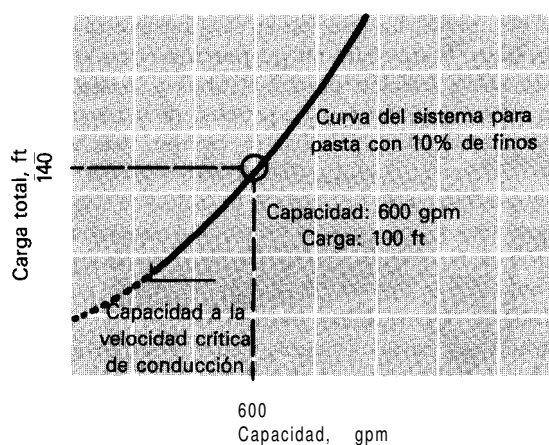


Fig. 13 Curva del sistema para una pasta con 10% de finos para el que hay que seleccionar una bomba

una bomba horizontal para pasta aguada, de 4 in con impulsor de 14 in. La curva de la bomba para 1 450 rpm cruza la curva del sistema en el punto estipulado. En este caso, 1 450 rpm son suficientes para minimizar el desgaste. El punto de funcionamiento seleccionado está entre 30 y 50 hp y la eficiencia es un poco mayor del 55 %, muy aceptable para una bomba pequeña.

Unidad motriz para la bomba

Se ha mencionado que el funcionamiento o bajas rpm es de gran importancia para reducir el desgaste. En aplicaciones con material muy abrasivo, no se debe obtener el punto de funcionamiento con una variación en el diámetro del impulsor. En vez de ello, se debe alterar la velocidad de la bomba y utilizar el impulsor del máximo tamaño posible; además de un menor desgaste de las piezas, se obtendrán ahorros con la eficiencia un poco más alta que se logra en la bomba. Otra ventaja de utili-

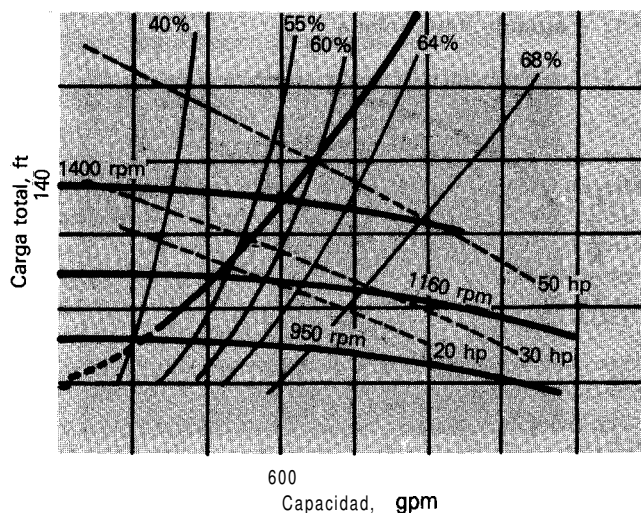


Fig. 14 Concordancia de curvas de rendimiento de la bomba y la curva del sistema

zar sólo impulsores de diámetro completo es que el usuario no necesita tener tantos impulsores para repuesto en existencia, porque los impulsores para estas bombas hechos con Ni-Hard o hierro al cromo se obtienen con facilidad con los fabricantes en todos los tamaños.

La unidad motriz más común para la bomba de pasta aguada es con motor eléctrico y bandas V; para aplicaciones de más de 300 hp, son más prácticos los reductores de engranes. Si se emplean bandas V o reductores, se pueden utilizar motores para alta velocidad y tener menores costos que con los de baja velocidad, que son más caros.

Por la dificultad para determinar los valores de fricción y la carga total de la bomba para ciertas pastas aguadas de las cuales no hay datos fácilmente disponibles, puede ser aconsejable utilizar transmisión con bandas V y poleas de paso ajustable. Estas poleas, que no aumentan mucho el precio de compra simplifican el

equilibrio del sistema al arranque y se podrá adaptar la bomba a los futuros cambios en las condiciones de funcionamiento.

El autor



J. Ingemar Dalstad es Gerente de Ventas Internacional de la Morris Pumps, Inc., Baldwinsville, NJ 13027 y está encargado del establecimiento y administración de los representantes y fabricantes bajo licencia en el extranjero. Antes fue Ingeniero en Jefe de Aplicaciones. Tiene título de ingeniero mecánico del Instituto Técnico de Malmoe, Suecia, y estudios de postgrado en el Real Instituto de Tecnología en Estocolmo.

Número de Miller: medida de la abrasividad por pastas aguadas

Los datos de pérdida de peso con las pruebas con bloques de desgaste y pastas aguadas son la base del número de Miller, una medida relativa de la abrasividad y desgaste por frotamiento de una pasta aguada, Este número es útil para calcular la duración de bombas y válvulas.

John E. Miller, Consultor

Aunque el bombeo de pastas aguadas es una operación común en las industrias de procesos químicos, se carece de información acerca de la abrasividad de ellas, que puede influir mucho en la duración de las bombas, válvulas y tuberías. El número de Miller, establecido por el autor después de varios años de trabajo, es un útil instrumento para determinar la abrasividad relativa de las pastas aguadas, así como la rapidez con que la abrasividad cambia con el tiempo (frotamiento).

El número de Miller consta de dos valores. El primero representa la abrasividad y se obtiene con el análisis por computadora de la pérdida de peso en una prueba con bloques de desgaste. El segundo valor es la medida del desgaste por frotamiento, es decir, la pérdida o ganancia de abrasividad de las partículas conforme se desintegran durante la prueba. Un número de Miller típico podría ser $74 - 7$.

Para obtener el valor de la abrasividad se incluye una constante de modo que 1 000 es más o menos igual a una pasta aguada de corindón del tamaño que pasa por un tamiz de 200 mallas, que tiene abrasividad reproducible. Las pastas aguadas de casi todos los demás materiales industriales tienen grandes variaciones en su abrasividad, según sean su composición y el tamaño y forma de las partículas. Esto se puede apreciar con los números de Miller típicos en la tabla 1.

Origen del número por necesidad

El trabajo para determinar el número de Miller se originó por necesidad durante una prueba con cuadro de tamaño natural con una bomba recíprocante de 560 hp que manejaba una pasta aguada de magnetita. Para

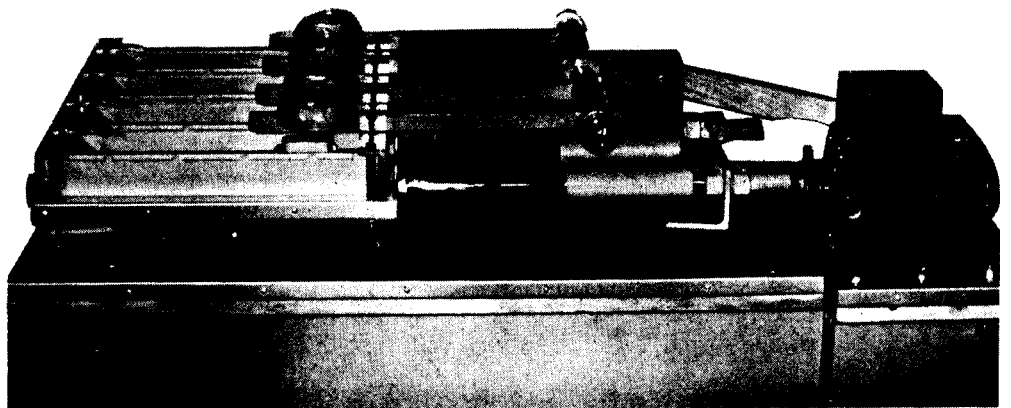


Fig. 1 Máquina de prueba para determinar el número de Miller

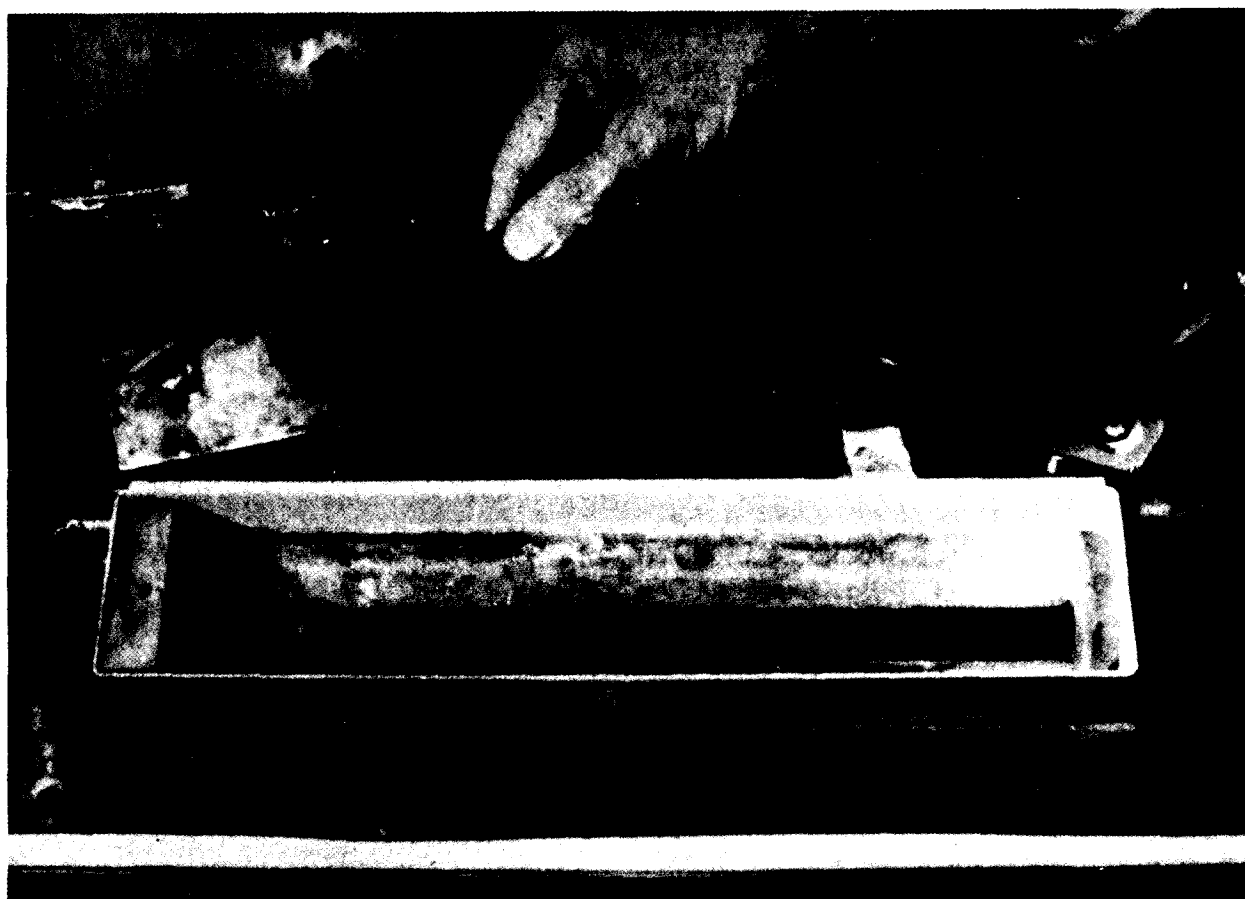


Fig. 2 La charola en la máquina de prueba confina las partículas de sólidos en la trayectoria del bloque de desgaste

evaluar la duración de las partes del extremo de fluido reemplazables, hubo que tener en cuenta el desgaste por frotamiento en la pasta aguada recirculada. Se esperaba que el desgaste por frotamiento haría que la pasta se volviera menos abrasiva a finales de la prueba y que daría resultados erróneos de la duración de las piezas.

Se investigaron diversos métodos para medir el cambio de la abrasividad de la pasta, pero con ninguno de ellos se podía reproducir el tipo de acción de frotamiento en ambos sentidos que hay en una bomba reciprocante. Después, que había un aparato con bloques de fricción o desgaste que se había utilizado años atrás para determinar la calidad de los materiales para revestimiento duro. Fue un intento de suspender una pequeña cantidad de partículas abrasivas en un lodo coloidal, viscoso. Los resultados fueron erráticos porque era difícil mantener una concentración constante de pasta aguada debajo del bloque de desgaste y la velocidad alternativa era muy baja para dar buena agitación.

Se construyó una máquina un tanto burda para eliminar las desventajas del aparato antes citado. El problema de mantener una pasta aguada de un tipo constante, al poner los bloques de desgaste a funcionar a más velocidad, en una charola en forma de V, que confinaba la pasta en la trayectoria de los bloques.

Esta prueba permitió llegar a un programa de reabastecimiento en el cual la abrasividad de la pasta aguada

utilizada en la prueba de la bomba se mantuvo constante con la adición de nueva magnetita a intervalos regulares. Los resultados de varios años de funcionamiento de la bomba confirmaron que el procedimiento para prueba podía predecir con exactitud la rapidez de desgaste de las piezas del extremo de líquido.

El éxito en la medición de la abrasividad de la pasta aguada en la evaluación de la bomba indicó que el procedimiento podría tener aplicación mucho más amplia en el manejo de pastas aguadas. Por ejemplo, la abrasividad relativa de una pasta indica si se requiere bomba de pistón o de émbolo y si es o no necesario el lavado de la empaquetadura. La abrasividad y el tamaño de las partículas de sólidos también influyen en la selección de las válvulas.

Una máquina más compleja

Para ampliar la utilidad del método se construyó una máquina para prueba más compleja (Fig. 1). Consiste en un bloque de desgaste metálico estándar (1.27 x 2.54 cm) impulsado a 48 carreras/min en una distancia de 20 cm. Como se muestra en la figura 2, la charola en forma de V que sujeta el bloque de desgaste confina las partículas de pasta aguada a la trayectoria del bloque.

Para cada prueba, se instala una pieza nueva de Neopreno en el fondo de la charola. Después, se coloca en

RESULTADOS DE PRUEBA DE ABRASIVIDAD PARA DETERMINAR EL NUMERO DE MILLER

NUMERO DE LA PRUEBA - M126

FECHA DE LA PRUEBA - 6/14/72

MATERIAL ABRASIVO - PASTA AGUADA DE MINERAL DE HIERRO, 50 PCT POR PESO

CL. BLOQUE DESGASTE - HIERRO CON 27 PCT DE CROMO

BLOQUE DE DESGASTE				A= 6.8577E+00		
				B= 9.71933-01		
				* WL=(A) (HOURS)**B		
NUMERO	IDENTIFICACION	3	4	PERDIDA	PROM.	MILIGRAMOS
SO EN GRAMOS				- - - -	- - D - m - - -	- - - -
INICIAL		15.3535	12.9685	REAL	*PREDICHO	
DESPUES DE 4 HORAS		15.3258	12.9472	24.5		26.4
DESPUES DE 8 HORAS		15.2962	12.9192	53.3		51.8
DESPUES DE 12 HORAS		15.2716	12.8957	77.4		76.7
DESPUES DE 16 HORAS		15.2477	12.8728	100.8		101.5
NUMERO DE MILLER		ABRASIVIDAD	FROTAMIENTO	DESGASTE	MATERIAL	DE BLOQUE
		121.7	-1.1		HUELLA	

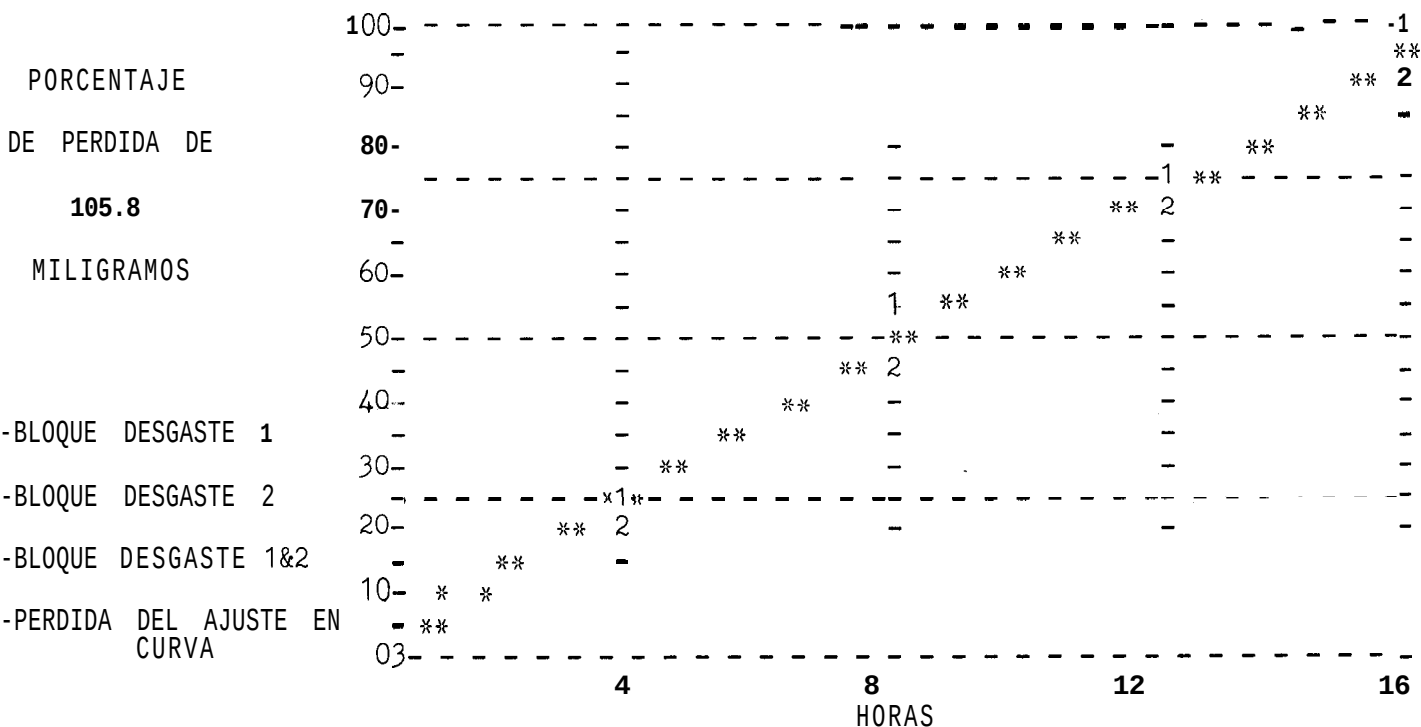


Fig. 3 Listado típico de resultados de prueba de abrasividad con una curva de los datos de prueba encajados e indica el número de Miller calculado

la charola una pasta aguada con 50 % por peso de los sólidos que se van a probar. Algunas pruebas se efectúan con pastas aguadas reales que se desea probar.

Se agrega un peso de 2.3 kg en el bloque de desgaste y se pone en movimiento la máquina. Al final de cada carrera, una excéntrica levanta el bloque 0.32 cm para dejar pasar más pasta aguada debajo del bloque. Tanto el sujetador del bloque como la charola son de plástico para evitar la electrólisis.

Para este procedimiento, se pesa el bloque de desgaste con aproximación de 0.1 mg una vez lavado con cepillo en detergente y secado durante 15 min con una lámpara de calor. Después de 4 h, se saca el bloque de la máquina, se lava y se pesa otra vez. Se repite cuatro veces a la vez que se corren muestras iguales en forma simultánea para verificar los resultados.

Tabla | Números de Miller típicos para pastas aguadas

Aguas negras (crudas)	25 - 8
Aguas negras (digeridas)	1 5 - 7
Alundo, 200 mallas	1 058 - 15
Alundo, 400 mallas	241 + 21
Aragonita	7 t a
Arena y relleno con arena	51 - 10, 59 - 6, 69, 985, 16, 93 - 2, 246 - 9
Arcilla	34 - 1.36 - g
Arcilla, residuos	68 - 17, 184 - 18, 226 - 17
Azufre	1 - 39, 1 - 12
Bauxita, 16 mallas	9 - 35, 22 + 6, 33 - 23
Carbón	6 - 26, 9 + 11, 12 - 17, 21 - 7, 28 - 17, 47 - 0, 57 - 3
Carbonato de calcio	14 - 2
Carborundo, 220 mallas	1 284 - 15
Cobre, concentrado	19 - 8.37 - 11, 59 - 23, 68 - 3, 111 - 13, 128 - 5
Desechos de minas	24 - 8, 58 - 8, 76 - 10, 91 - 6, 159 - 11, 217 - 15, 480 - 21, 644 - 14
Detergente	0 - 0, 522
Esquisto	53 - 0, 59 - a
Fondos de mar	11 - 0
Fosfato	74 - 7, 84 + 1, 134 - 12
Gilsonita	10 + 6
Hierro, mineral de	28 - 7, 37 - 13, 64 + 1, 79 - 4, 122 - 1, IR - 11
Lignito	14 - 6
Lomonita	113 - 3
Lodo de perforación	10 - 14, 10 - 4
Magnetita	64 - 1, 67 - 4, 71 - 3, 134 - 1
Microsforita	76 - 13
Níquel	31 - 7
Piedra caliza	22 - 2, 27 + 5, 29 - 6, 30 + 11, 33 - 5, 39 - 0, 43 + 6, 46 - 1
Pirita	194 - 4
Potasa	0 - 0, 10 + 1, 11 + 2
Rutilo	10 - 11
Serpentina	134 + 5
Sulfato de sodio	4 - 39

Al principio se utilizó un bloque de desgaste hecho con la aleación Colmonoy No. 6 porque el émbolo en la bomba para prueba era del mismo material. Cuando se utilizaron bloques de repuesto se encontró que el método para aplicar el revestimiento de superficie producía resultados variables. La extensa utilización del hierro con 27 % de cromo en las camisas en bombas para lodos de perforación hizo que se seleccionase este material reproducible y de fácil obtención como testigo. Muchas de las primeras pruebas se repitieron con bloques de hierro, con 27 % de cromo, para tratar de correlacionar la resistencia al desgaste de los dos metales. Ya se tenían suficientes datos para retener el mismo número de Miller de todas las pruebas originales.

Análisis de los resultados

Después de hacer una serie de pruebas con las pastas aguadas disponibles y con otras hechas con minerales puros se vio, como se esperaba, que la abrasividad no era igual en cada corrida adicional. Esto significó que había ocurrido un cambio en las características de las partículas que, al parecer, estaban en función de la friabilidad del material.

Se pensó que la cantidad de pérdida de metal al principio de la prueba indicaría mejor lo que ocurre cuando una pasta aguada pasa por primera vez por una bomba o una válvula. Se decidió calcular la abrasividad dos horas después de iniciada la prueba para contrarrestar el efecto inicial del desgaste en la superficie del bloque y obtener una velocidad de desgaste antes de empezar el desgaste por frotamiento. Primero, los datos de pérdida de peso se adaptaron a la ecuación:

$$W = At^B \quad (1)$$

en donde W es la pérdida de peso, g y t es el tiempo en horas. Con el empleo de la técnica de corrección lineal diferencial con mínimos cuadrados, se determinaron los valores de A y B para una serie particular de datos de prueba. Luego, se definió la abrasividad como la derivada parcial de la ecuación (1) con $t = 2$ h. Como se mencionó, se agregó una constante de modo que la abrasividad del corindón de 200 mallas fuera alrededor de 1 000. Entonces, se obtuvo:

$$\text{Abrasividad} = C(dW/dt) = (C)(A)(B)(t)^{B-1}$$

Después, se calculó el desgaste por frotamiento al tomar la segunda derivada de la ecuación (1) como $t = 2$ h.

$$\text{Desgaste} = \frac{d^2 W/dt^2}{dW/dt} \times 100$$

$$\text{en donde: } d^2 W/dt^2 = (A)(B)(B-1)(t)^{B-2}$$

Se preparó un programa de computadora para poder obtener con facilidad un informe completo (Fig. 3) que indique el número de Miller calculado y una curva de los datos de prueba encajados. La cercanía entre la pérdida real de peso con la predicha por la ecuación (1) de-

muestra que la pérdida de peso del bloque de desgaste es una función matemática real.

Aplicaciones

La experiencia indica que las pastas aguadas con número de Miller menor de 50 no son abrasivas, en el sentido de que se pueden bombear con bombas de pistón de doble acción. El carbón, la piedra caliza y el azufre suelen estar dentro de ese valor.

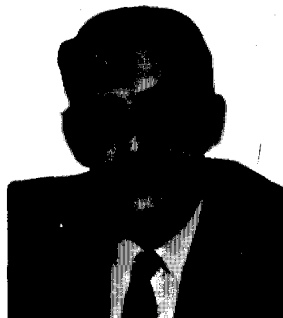
Cuando la abrasividad de la pasta es mayor de 50, se debe pensar en bombas que no sean de pistón. La primera elección sería una bomba de émbolo en la que la empaquetadura y el émbolo se pueden proteger con una barrera de líquido limpio que se inyecta en el prensaestopas. Además, se debe recordar que en cualquier bomba para pasta aguada, no se pueden aislar las válvulas del líquido y que se degradan con una rapidez proporcional al número de Miller.

Se debe hacer notar que el número sólo se debe utilizar para la comparación de la duración de las piezas en equipos similares. Por ejemplo, en una bomba de pistón dúplex para manejar carbón con abrasividad de 40, las piezas durarían la mitad que al manejar carbón con número 20. Sin embargo, este dato no se pudo utilizar para calcular la duración de una bomba de émbolo que se puede lavar en forma continua.

En general, cuanto más fino sea el material, menos abrasivo será. El corindón de 200 mallas es alrededor de cuatro veces más abrasivo que el de 400 mallas. Aunque se necesita una reducción considerable en el tamaño de partículas para lograr una diferencia importante en la abrasión, el ahorro que se lograría al no tener que cambiar piezas con tanta frecuencia hace aconsejable moler el material a un tamaño más fino.

En la actualidad, es limitada la utilidad del factor de desgaste por frotamiento en el número de Miller. Conforme se obtengan más datos puede ser importante para predecir los cambios reológicos como los que ocurren en una tubería larga

El autor



John E. Miller es ingeniero consultor con oficina en 9850 Mercer Drive, Dallas, TX 75228. Antes, fue ingeniero de desarrollo en Oilwell Div., de U.S. Steel en donde trabajó muchos años. Tiene título de ingeniero en petróleo y gas natural de la Pennsylvania State University, y es ingeniero profesional registrado en Texas.

Dosificación con bombas de engranes

Aunque tienen algunas limitaciones, las bombas de engranes con flujo en derivación son una solución sencilla y de bajo costo para muchos problemas de dosificación de procesos.

Arthur W. Trent, Eco Pump Corp.

Cuando un ingeniero especifica o selecciona un sistema dosificador de productos químicos, suele escoger una bomba dosificadora del tipo de pistón o de diafragma.

Aunque se prefieren estas bombas para muchas aplicaciones, vale la pena tener en cuenta una opción, en particular para sistemas de presión moderada, de cuadro abierto o cerrado, que es la bomba rotatoria de engranes, la cual es sencilla y de bajo costo relativo.

Las bombas de pistón o diafragma manejan caudales de galones por hora; las rotatorias de engranes están diseñadas para galones por minuto; pero, una sencilla derivación en el sistema con bomba de engranes produce los gastos más bajos deseados.

Debido al diseño de la bomba dosificadora de engranes, el límite de contrapresión en el sistema no puede exceder de 75 a 100 psi. Hay que evitar los sólidos abrasivos en el líquido dosificado, porque dañarán la bomba. Ahora se describirán algunos sistemas típicos de dosificación; se deben tener presentes las ventajas y limitaciones citadas.

Sistema dosificador básico

Las partes principales del sistema básico (Fig. 1) incluyen los tanques para los productos químicos, la bomba de engranes de desplazamiento positivo, el cuadro de tubos de derivación, válvula de control de derivación y el indicador de flujo (*Rotameter* o rotámetro) para indicar el volumen de producto químico.

La bomba de engranes, impulsada por un motor de baja velocidad, de bajo costo relativo, succiona el líqui-

do del tanque de almacenamiento, lo pone a presión y lo envía al punto de alimentación. El volumen de alimentación se puede ver con claridad con un indicador visual de flujo o un rotámetro, porque la salida de la bomba es estable y lineal, sin pulsaciones.

Para variar el volumen de flujo se debe instalar un tubo de derivación después de la descarga de la bomba, que retorne al tanque. Según sean las caídas relativas de presión en el tubo de derivación y en el de alimentación, se puede dosificar el gasto para el proceso desde cero hasta 100% de la capacidad de la bomba.

La caída de precisión en el tubo de derivación (recirculación) se controla con una válvula de derivación

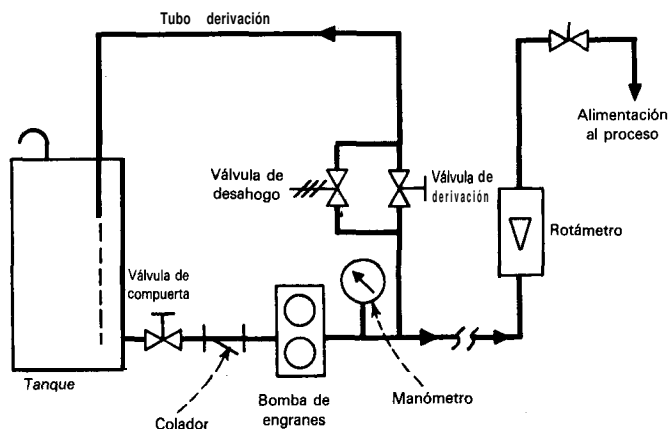


Fig. 1 Sistema dosificador básico con tubo de derivación

(*bypass*) manual o automática. El tamaño y la longitud de la tubería controlan la caída de presión en el tubo de alimentación, lo cual se necesita a menudo para producir la contrapresión necesaria; ésta también puede ocurrir por la que hay en el sistema en el punto de alimentación o se puede controlar con una válvula manual o automática en el tubo de alimentación (Fig. 1).

En los ejemplos que se presentan más adelante, hay que tener en cuenta que los sistemas están diseñados para que la contrapresión sea mínima.

No obstante su sencillez, el sistema de la figura 1 puede dar gastos exactos y reproducibles, que vayan desde 0.004 hasta 20 gpm, todo con la misma bomba.

El elemento clave: los tanques de almacenamiento

El tanque de almacenamiento será, quizá, el desembolso de capital más grande en todo el sistema de dosificación y puede ser de muchos materiales y configuraciones. Para productos muy corrosivos hay tanques de acero inoxidable y con revestimiento de vidrio; para manejar grandes cantidades se pueden armar tanques de acero al carbono a la medida requerida y revertirlos con plastisol aplicado por aspersión. Pero la mejor elección puede ser un tanque de plástico reforzado con fibra de vidrio de filamentos devanados con una proporción de alrededor de 60/40 de fibras y resina para buena resistencia al fuego. Los tanques de fibra de vidrio están disponibles en muchos tamaños y formas estándar y con capacidad desde unos cuantos hasta 30 000 galones o más.

Una pequeña advertencia. Aunque los tanques de fibra de vidrio de filamentos devanados son adecuados para muchos productos químicos no pueden manejar todos ellos. Por ejemplo, los ácidos minerales se deben almacenar en tanques de acero al carbono o de acero revestido con plastisol. El aumento en la temperatura debido a la condensación que escurre hacia el ácido produciría una violenta reacción exotérmica, que debilitaría en grado sumo un tanque de plástico reforzado con fibra de vidrio. Una canastilla con desecador colocada en el respiradero del tanque minimizará estos problemas.

El tanque de fibra de vidrio menos costoso es el sencillo sin aislamiento que se suele instalar bajo techo. Pero, por diversas razones, como ahorrar espacio o cumplir con los reglamentos de seguridad, puede ser mejor el almacenamiento de productos químicos a la intemperie. En este caso se pueden necesitar aislamiento térmico y detectores de calor en el tanque, bomba y tubos de transferencia. Además, la recirculación en el cuadro de derivación ayudará a estabilizar las temperaturas porque mantiene en movimiento el líquido.

Algunos fabricantes de tanques los ofrecen con detectores de calor y aislamiento instalados en fábrica, lo cual puede representar un ahorro de un 40 % en relación con la instalación en el sitio de trabajo.

Ya sea que se empleen tanques a la intemperie o bajo techo, deben estar accesibles para llenarlos en forma rá-

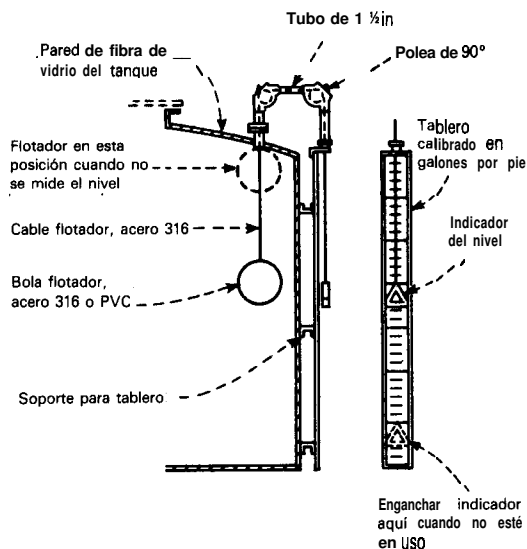


Fig. 2 Indicador de nivel de líquido, sencillo y de bajo costo

pida y adecuada desde un camión o un carro de ferrocarril del tipo de cisterna.

Tuberías, válvulas y accesorios

Los tubos de plástico y fibra de vidrio son adecuados para descarga del camión o carro cisterna, pero como sólo tienen resistencia a los productos químicos en su interior, no se deben emplear como tubos sumergidos, para recirculación o cualesquiera tubos sumergidos, total o parcialmente, en el producto químico.

En estas aplicaciones, una buena elección serán los tubos de acero inoxidable 316 cédula 10 o de dicloruro de polivinilo cédula 80. Los tubos de inmersión y derivación deben llegar a una distancia entre 12 y 18 in. del fondo del tanque, lo cual evita la espuma y la formación de sólidos que podría ocurrir si no hay agitación en el fondo del tanque.

Un rompedor de sifón de 1/2 in. entre el tubo de descarga y el respiradero del tanque evita que el líquido regrese por sifón.

Una ventaja en favor del tanque de fibra de vidrio sin aislamiento, instalado bajo techo, es que es translúcido, por lo cual es muy fácil observar el nivel del líquido. En las instalaciones a la intemperie, el aislamiento térmico no permite ver el nivel y se necesita un indicador de nivel de líquido, lo cual requiere otra boquilla en el tanque para instalar el tubo y el cable del indicador.

Un sencillo indicador de nivel con flotador y tablero (Fig. 2) es adecuado para tanques de productos químicos, en particular los viscosos. Cuando se hace bajar el flotador de bola hasta que flote, se tiene una indicación en el tablero. El indicador se debe sujetar en un gancho en la parte inferior del tablero cuando no está en uso; con ello, se eleva la bola hasta la parte superior del tanque, encima del nivel del líquido. Si la bola se queda sobre la superficie entre lecturas, la acumulación de sólidos inutilizará el indicador.

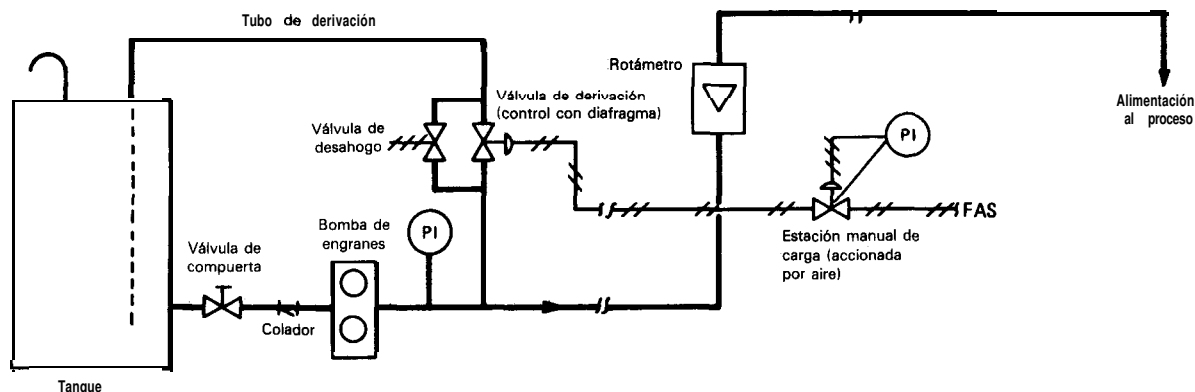


Fig. 3 El sistema neumático permite el control de alimentación a cierta distancia del equipo

La conexión para la manguera de descarga es ASA estándar que se conecta con el reductor en el camión o carro cisterna.

La válvula de salida del tanque debe ser de acero inoxidable Tipo 20 o similar, porque debe funcionar como válvula principal de corte durante el mantenimiento y no se pueden permitir fugas. Otras válvulas en la tubería pueden ser de acero inoxidable o de plástico en algunos casos. El material óptimo para el cuerpo y la guarnición de la válvula de derivación de acero inoxidable debe ser la aleación Hastelloy C * al alto níquel. Una válvula de acero 316, menos costosa, también puede servir pero hay que examinar y cambiar la guarnición cada cierto tiempo.

La tubería no sumergida puede ser de plástico con fibra de vidrio, acero inoxidable, cloruro de polivinilo (PVC) o dicloruro de polivinilo. Se debe instalar un colocador o pichancha de acero inoxidable en el tubo de succión de la bomba con malla de Monel o de Hastelloy C * para proteger al sistema contra los sólidos abrasivos. Para que haya libre circulación, la malla de la coladera debe tener una superficie abierta de, cuando menos 1.5 veces mayor que el diámetro interior del tubo de succión. Por supuesto el tubo de derivación debe ser del mismo tamaño que el de descarga. Las válvulas serán del tamaño para manejar las condiciones promedio de flujo.

Bomba rotatoria de engranes

La base de este sistema dosificador es la bomba rotatoria de engranes; si tiene un control adecuado para la derivación, la bomba de desplazamiento positivo dosificará con exactitud, sin vigilarla, del orden de + 2% en el sistema de cuadro abierto o de + 0.5% o más en el sistema de cuadro cerrado.

Las ventajas de la bomba de engranes incluyen, un costo moderado, mantenimiento fácil y flujo sin pulsaciones, que es una ventaja particular en la dosificación, porque no se alimentan "trozos" de líquido y el volumen de flujo se puede determinar con facilidad con un rotámetro.

Las bombas de engranes son de construcción sencilla, pues no tienen válvulas de retención, bolas, resortes ni diafragmas. Por ello, se puede esperar que funcionan sin problemas en muchas situaciones difíciles. Por supuesto, estas bombas no pueden producir la alta presión de descarga de una bomba de émbolo.

El control de derivación facilita la instalación

Es importante conocer las posibilidades del control de derivación (recirculación) porque es la clave de la adaptabilidad de la instalación de cualquier sistema dosificador con bomba de engranes.

En la figura 1 se ilustra el más sencillo de esos sistemas. Es posible controlar el flujo con un motor de velocidad variable, que es más costoso y la variación en el gasto está limitada por la gama de velocidad de la propulsión. Se logran máximas economía y adaptabilidad si la bomba funciona a velocidad constante a su plena ca-

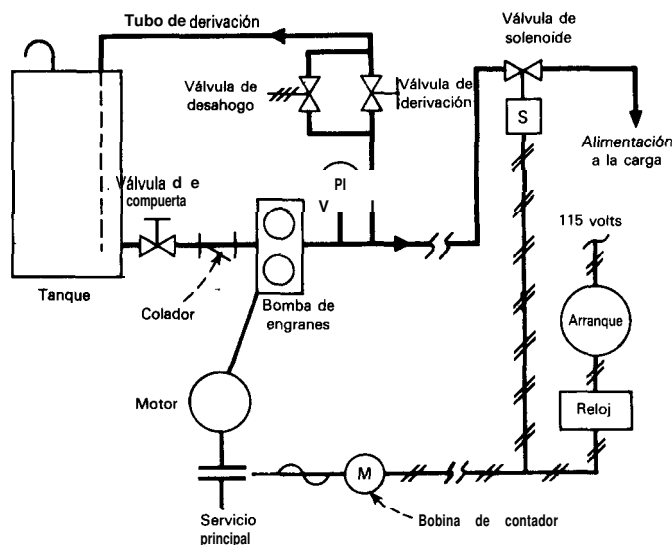


Fig. 4 Dosificación de cantidades determinadas con medidor de tiempo

*Hay dos aleaciones "C" disponibles: Hastelloy C-276 y Hastelloy C-4.

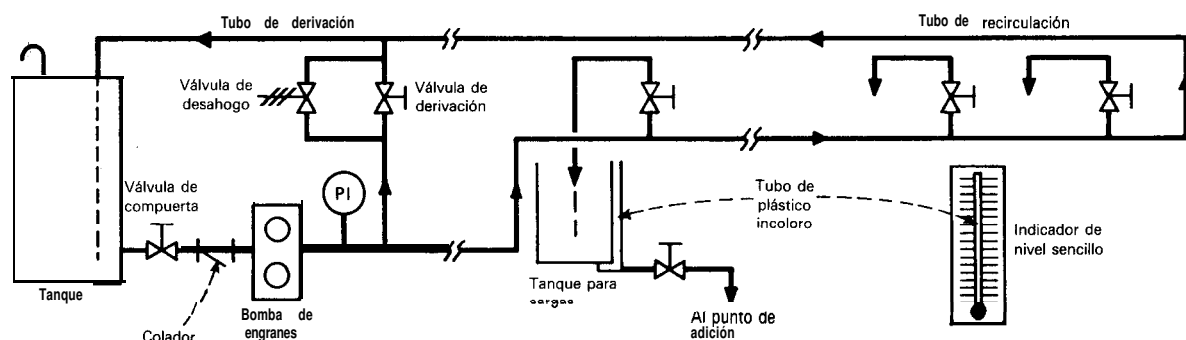


Fig. 5 El sistema de dosificación por cargas tiene tanques intermedios de retención para alimentar líquido al proceso

pacidad y si se agregan una válvula de derivación, manual y automática, y un tubo de derivación para devolver parte del caudal al tanque.

Se utiliza una válvula de desahogo de presión en torno a la válvula de derivación. Aunque no es indispensable, es para protección de la bomba y el sistema contra una presión excesiva en caso de que se obstruya un tubo o una válvula se cierre por accidente.

El sistema de la figura 1 se utiliza para la entrega, sin vigilancia de un operador, de los productos químicos a los puntos para dosificación en un volumen determinado. El operador sólo necesita graduar la válvula de derivación cuando cambian las condiciones de flujo u otras. El sistema, por supuesto, se puede construir para control automático, a expensas de utilizar más instrumentos y de mayor complejidad del sistema.

Se puede especificar un tipo y tamaño de bomba que maneje la máxima capacidad necesaria, para utilizarla en más de un sistema de dosificación. Se pueden obtener diversos volúmenes de flujo si se desvía cualquier parte o hasta el 100% del flujo, sin que haya aumento excesivo de temperatura ni peligro de daños. Esta estandarización ofrece máxima facilidad de control y se necesita un mínimo de piezas de repuesto en existencia.

Más ventajas del cuadro

El cuadro de derivación tiene otra ventaja. Conforme ocurre el desgaste de la bomba y se reduce su volumen,

se puede ajustar la derivación para compensar el cambio y mantener la bomba en funcionamiento hasta que se haga el paro para mantenimiento programado.

Cuando no se efectúa la dosificación, el flujo en derivación es muy eficaz para mezclar y agitar los productos que hay en el tanque. Aunque el sistema esté funcionando para dosificación, la derivación producirá suficientes mezclado y agitación para que no se formen sólidos ni se acumulen en el fondo del tanque. Por ello, el tubo de derivación siempre debe estar en el lado del tanque opuesto a la succión de la bomba. Si se coloca la salida del tubo cerca del fondo del tanque se evitan los problemas de aereación.

Indicadores visuales del flujo

Dado que el flujo de una bomba de engranes no es a pulsaciones, se lo puede medir con exactitud con un sencillo rotámetro.

Si se ubica el punto de alimentación más arriba del nivel máximo de líquido en el tanque, se eliminará la necesidad de una válvula en el tubo de alimentación. Si no se puede hacer, se necesita una válvula de aguja en el tubo de descarga después del rotámetro para un buen control. Después, se gradúa la válvula de derivación para mantener una carga de 10 a 20 psig en el sistema y se controla el flujo con la graduación de la válvula de aguja. Esta válvula se debe cerrar cuando se para el sistema a fin de evitar que los productos químicos circulen

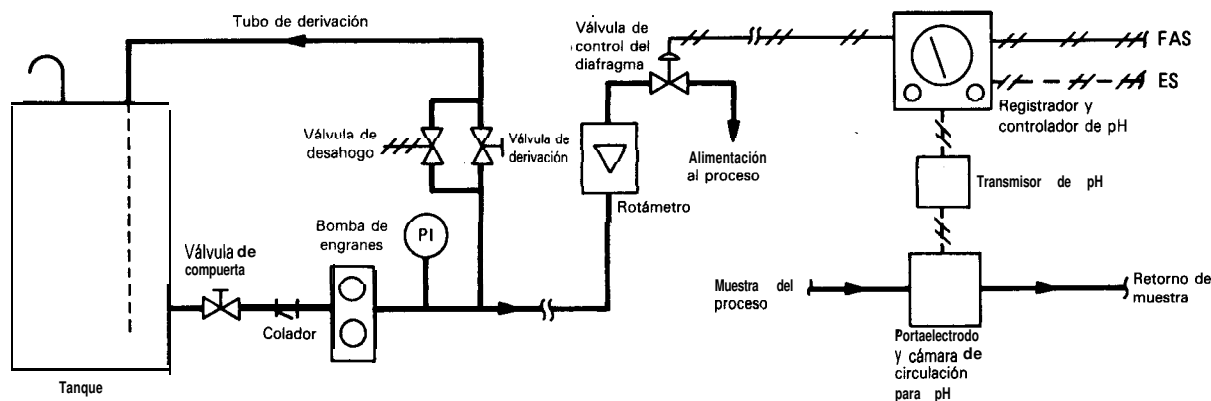


Fig. 6 Sistema de cuadro cerrado con un controlador que modula una válvula de diafragma para controlar el pH del proceso

por gravedad desde el tanque y a lo largo del tubo de alimentación.

En muchas aplicaciones, se debe especificar cuerpo y conexiones de acero inoxidable 316 para el rotámetro y un flotador de Hastelloy C. El rotámetro tiene un alcance de 10:1 por lo cual el tubo calibrador debe tener el valor intermedio del flujo promedio del tubo.

Manual con control neumático

El sistema dosificador manual con control neumático (Fig. 3) es un poco más complejo que el de la figura 1. Este sistema es de particular utilidad cuando el punto de alimentación está a cierta distancia del tanque, bomba y tubo de derivación. El operador determina el gasto con base en la lectura del rotámetro; pero el operador envía su orden a una distancia larga con el aumento o la reducción del suministro de aire a la válvula de derivación, por medio de un filtro y regulador de aire en el tubo neumático.

Muchas operaciones de procesamiento se efectúan por cargas o lotes en vez de ser continuas y el sistema de la figura 4 es una forma sencilla, poco costosa, para dosificar una cantidad del producto que se va a agregar a una carga particular.

En este sistema, se dispara en forma simultánea a una válvula de solenoide normalmente cerrada en el tubo de alimentación y la bobina del contador del arrancador del motor, mediante un medidor de tiempo transcurrido (timer). El operador sólo oprime el botón de arranque, se pone en marcha la bomba y se abre la válvula de solenoide. Después del tiempo predeterminado, se detiene la bomba, se cierra la válvula y el medidor de tiempo se restablece para otra carga.

En una variante del sistema, la bomba funciona de modo continuo y alimenta varias válvulas de solenoide con ciclo de tiempo controlado, cada una con su propio medidor de tiempo con interruptor de botón. La calibración de estos componentes es más compleja que en

el sistema sencillo, porque el equilibrio de la presión en el tubo de derivación y los tubos de alimentación depende del número de válvulas que estén abiertas en cualquier momento.

Una aplicación típica del sistema sería la adición de alambre ala caja distribuidora en una máquina para hacer papel. Si se supone que la caja es para 3 000 lb y se requieren 2 lb de alambre seco por carga, un caudal de 2 gpm requiere un ciclo de tiempo de un poco menos de 2 minutos.

Cargas o lotes múltiples

En la figura 5 se ilustra otro sistema de cargas o lotes, en el cual se llenan tanques o cajas distribuidores de cargas a niveles individuales predeterminados con un tubo de recirculación que sirve para todos los tanques. Las válvulas de alimentación de cada tanque pueden ser manuales, como se ilustra, o pueden ser de solenoide o neumáticas.

Cada tanque incluye un indicador de nivel muy sencillo, que es un tubo de plástico incoloro conectado con una Te en la salida del tanque y el extremo abierto, sujeto en la parte superior de un tablero calibrado. El operador deja que se llene el tanque distribuidor al nivel requerido y deja que el contenido salga por gravedad hasta los puntos de adición.

Control automático del pH

Una de las aplicaciones más comunes de las bombas rotatorias de engranes en un sistema de dosificación es el control de pH en cuadro cerrado. En la figura 6 se ilustra un sistema típico para alimentar ácido sulfúrico comercial para mantener el pH de la corriente del proceso. Con este sistema se puede lograr una variación en el pH que no exceda de un valor de ± 0.1 .

Se envía una muestra de la corriente del proceso en forma continua a un sensor de pH conectado con un

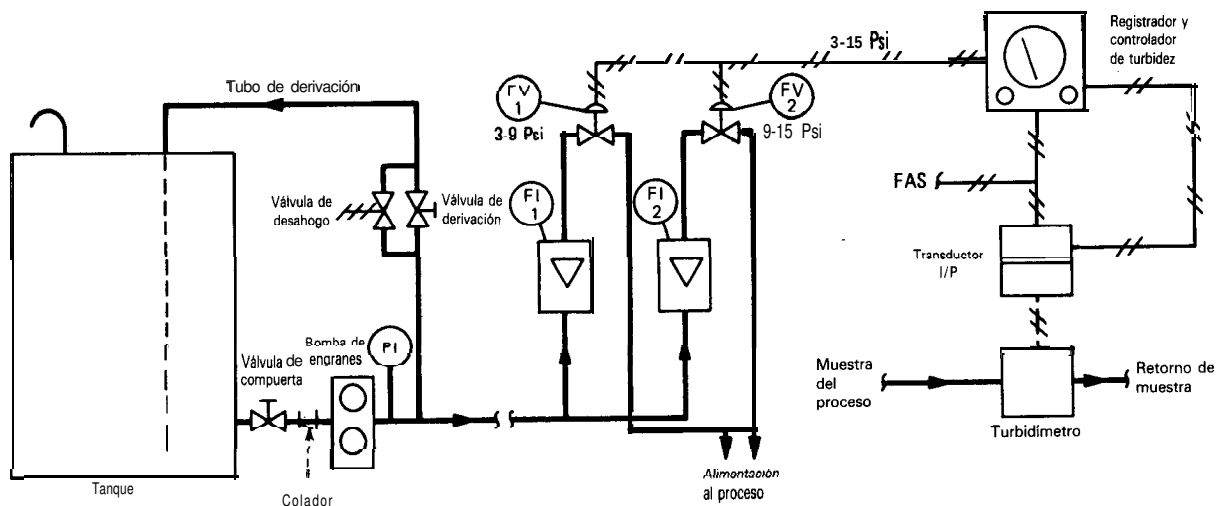


Fig. 7 La dosificación automática para control de turbidez tiene dos niveles para situaciones normales

transmisor de pH. Cuando el sensor y el transmisor son de diferente marca, se suele requerir un módulo de interconexión entre los dos.

La salida del transmisor de pH que suele ser una señal en miliamperes va al registrador y controlador de pH; la salida de éste, que es una señal de aire entre 3 y 15 psi, modula una válvula de control con diafragma de acción inversa en el tubo de alimentación de ácido.

Control automático de turbidez

En la figura 7 se ilustra un sistema con demanda en dos niveles para el control de la turbidez y otras aplicaciones. Cuando hay un factor de proceso que puede variar en una amplia gama, una segunda alimentación controla los aumentos bruscos ocasionales en la demanda.

Como se ilustra, se vigila en forma continua una corriente de muestra de agua cruda con un turbidímetro calibrado en unidad Formazin de turbidez (FTU). La variación normal en el suministro de agua cruda podría ser de 25 a 100 FTU. La señal del turbidímetro que se alimenta al registrador y controlador es tal, que la salida neumática del controlador varía entre 3 y 9 psi en esta gama de FTU. Por ello, sólo funciona la válvula No. 1 de control de flujo para alimentar alumbre al agua cruda.

No obstante, puede ocurrir turbidez de vez en cuando por una alteración en el suministro de agua, quizá debi-

da a un temporal. En este caso, la turbidez puede aumentar a 500 FTU y la señal del controlador ordena la apertura de ambas válvulas y quizá haya cierta modulación de la válvula No. 2 de control de flujo.

Las alimentaciones típicas podrían ser de 3 granos de alumbre (peso seco equivalente)/ gal de agua; después de una tormenta, la alimentación podría llegar a 10 granos/gal.

Ambas válvulas en el tubo de alimentación son de acción inversa, porque el sistema de control solicita mayor alimentación de alumbre con una señal de aire más fuerte. Ambas válvulas están destinadas a cerrar en caso de falla del aire, lo cual permite continuar la alimentación hasta que se localice y corrija la dificultad.

El autor



Arthur W. **Trent** es asesor de ingeniería y servicios técnicos de la Eco Pump Corp., 2387 So. Clinton Ave., South Plainfield, NJ 07080. Antes trabajó 23 años en el Engineering and Technical Services Dept. de American Cyanamid en Wayne NJ, y antes trabajó en Fritzsche Brothers, Inc., Clifton, N.J. y en Western Electric, Kearny, N.J. Tiene título de ingeniero del Wilson School of Engineering y estudios de postgrado en el Newark College of Engineering.

Factores básicos de bombas dosificadoras reciprocantes

El autor ofrece sugerencias para especificar y operar esta importante clase de bombas dosificadoras, que se utilizan para inyectar una corriente de líquido en un proceso con un gasto controlado

James P. Poynton, Milton Roy Co

Las bombas dosificadoras tienen gran empleo para controlar la cantidad y rapidez con que se inyecta un volumen de fluido en un proceso. Pueden funcionar con gran exactitud y se pueden ajustar mientras funcionan para variar el gasto.

Estas bombas, que también se llaman de volumen controlado y proporcionadoras, incluyen una gran variedad de diseños del tipo de desplazamiento positivo. En este artículo se utilizará el término bomba dosificadora para cualquiera de ellas utilizada para productos químicos cuya descarga, en estado estable, sea exacta y en las que se puede ajustar el volumen mientras funcionan.

Las bombas dosificadoras tienen diversos mecanismos. Los dos más utilizados son las bombas reciprocantes que incluyen las de émbolos empaquetado y de diafragma, de disco y tubular y las bombas rotatorias de los tipos de tornillo, álabes, lóbulos y peristálticas.

En muchos procesos químicos es deseable seleccionar una bomba dosificadora en la cual se pueda variar la descarga con el ajuste manual o automático del mecanismo de desplazamiento. Lo ideal sería una bomba para manejar una amplia gama de fluidos, desde pastas agudas abrasivas hasta los corrosivos. Si se va a inyectar el fluido en un proceso, la bomba también debe producir altas presiones de descarga.

Bombas dosificadoras reciprocantes

Este artículo se relacionará, en general, con las características de funcionamiento de las bombas dosificadoras reciprocantes.

Esa categoría tiene cuatro componentes básicos: 1) una máquina motriz, eléctrica o neumática; 2) un meca-

nismo de propulsión; 3) un ajustador de la capacidad, y 4) un extremo de líquido llamado también cámara de desplazamiento.

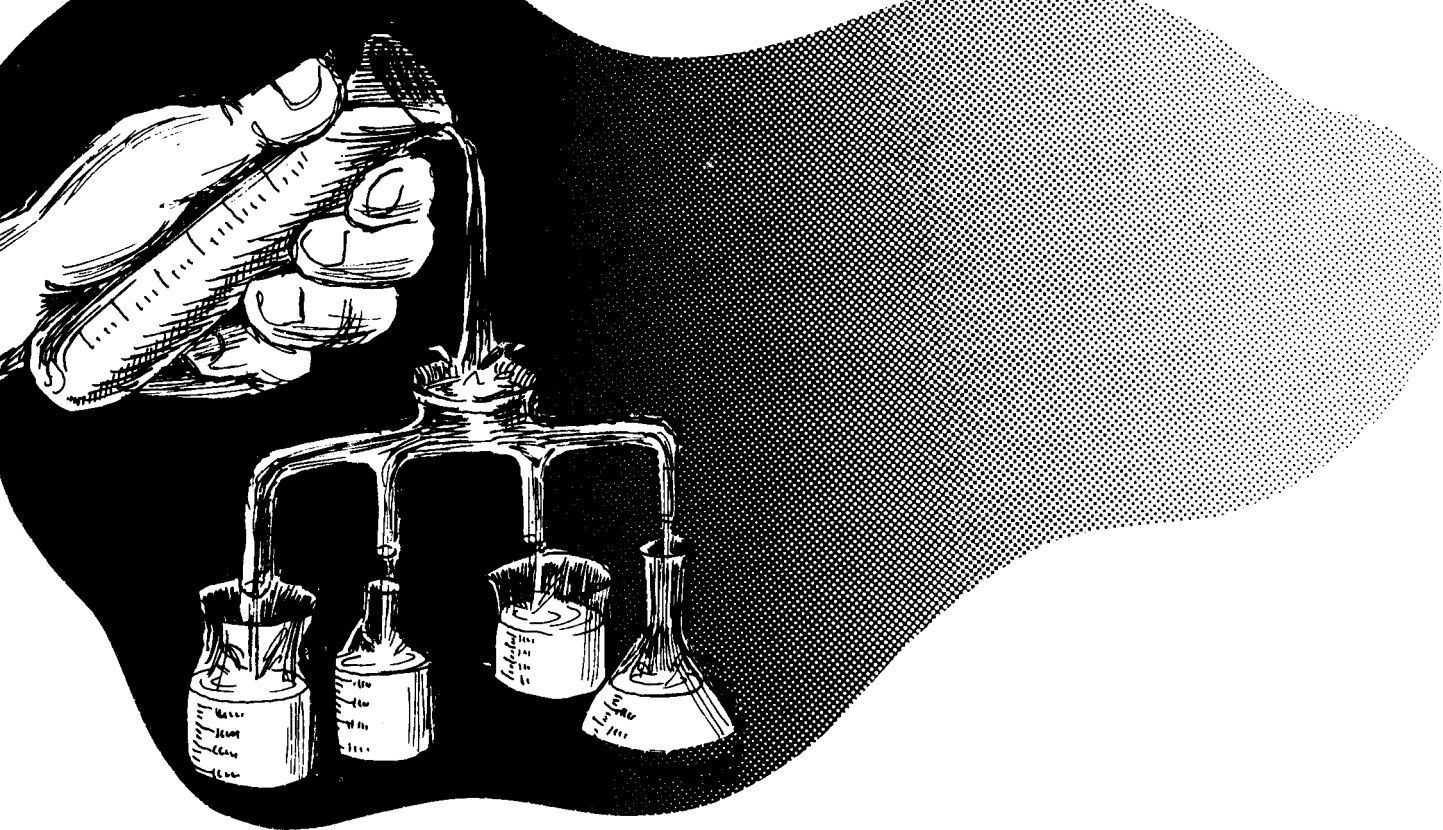
En las bombas reciprocantes se suelen utilizar uno de dos tipos de extremos de líquido: émbolo (o pistón) empaquetado y diafragma. En el tipo de émbolo empaquetado, un pistón hace contacto directo con el líquido que se bombea. En el extremo de líquido con diafragma o fuelle, se utiliza algún tipo de barrera positiva para que el líquido no toque con el émbolo.

Estas bombas se pueden accionar con un motor eléctrico (que es lo más común) o con un cilindro neumático en el cual la biela está conectada directamente con el émbolo. Las bombas de impulsión neumática son las más adecuadas para instalaciones en donde el empleo de energía eléctrica podría ser peligroso o para sistemas de control digital de la entrega.

Diseño de émbolo empaquetado

El émbolo empaquetado es el diseño básico para todos los extremos de líquido. El movimiento del líquido se induce con uno o más émbolos sellados que succionan y descargan el líquido. Las válvulas de retención en los lados de entrada y salida de la bomba funcionan 180° fuera de fase para permitir que se llene la cámara de desplazamiento durante la carrera de succión o de vacío y para evitar el flujo de retorno al sistema de abastecimiento durante la carrera de descarga (Fig. 1).

El émbolo desplaza un volumen determinado de fluido durante cada ciclo. En el supuesto de que esté bien instalado en la cámara de desplazamiento, desplaza un volumen de líquido igual al volumen de un cilindro del mismo diámetro que el émbolo y una longitud corres-



pondiente a la de la carrera. Sin embargo, la cantidad real de líquido bombeado puede diferir del valor teórico debido a:

1. Tiempo excesivo de funcionamiento de las válvulas de retención, que ocasiona pérdidas por retorno.
2. Compresión del líquido ocasionada por alta presión de descarga.
3. Gases atrapados.
4. Deformación elástica de la cabeza de la bomba.
5. Fugas por tuberías y sellos deficientes.

La cantidad real de líquido desplazado por una bomba en buenas condiciones es alrededor del 95% de la teórica. Si el líquido que se maneja no es comprensible, una ecuación simplificada para determinar la eficiencia volumétrica es:

$$\text{Eficiencia volumétrica} = \frac{\text{Volumen entregado}}{\text{Volumen desplazado}}$$

Si la bomba no funciona a su capacidad nominal, se puede calcular su eficiencia volumétrica con una ligera modificación a la ecuación anterior:

$$\text{Eficiencia volumétrica} = \frac{\text{Flujo real}}{\frac{\text{Entrega teórica con carrera máxima}}{\text{Porcentaje de la carrera}} \times 100}$$

El diseño de émbolo empacado tiene algunas ventajas sobre otras configuraciones: bajo costo inicial, diseño sencillo y alta presión de descarga.

Además, la presión de vapor del líquido es lo único que en realidad limita la capacidad del pistón sellado para elevar los líquidos hasta la entrada de la bomba. Esta bomba, en su forma básica, puede trabajar con presio-

nes hasta de 30 000 psi y exactitud repetitiva con aproximación de + 1% de la capacidad nominal.

Sin embargo, la bomba dosificadora de émbolo tiene algunas desventajas inherentes que la convierten en elección inadecuada para ciertas aplicaciones. Una desventaja está en el diseño del mecanismo del émbolo que requiere empaquetadura para tener sellamiento hermético entre el émbolo y el cilindro. En la mayoría de los casos se debe tolerar una pequeña fuga controlada de los fluidos del proceso, para enfriar y lubricar el émbolo.

Además, cuando el émbolo está en su carrera alternativa, la fricción inevitable desgasta la empaquetadura y aumenta las fugas del fluido por el émbolo. Se necesitan ajustes periódicos porque el desgaste reduce la eficiencia volumétrica de la bomba. El reemplazo de las empaquetaduras gastadas aumenta los costos de mantenimiento.

El tipo de material de empaquetadura que se utilice depende de diversos factores, como la temperatura, presión, composición del líquido y velocidad de la bomba. Si se van a manejar pastas abrasivas, se deben proveer anillos de cierre hidráulico para poder lavar la empaquetadura. A menudo se especifican sellos del tipo en V (cheuron), de pestaña y empaquetaduras con anillos cuadrados, hechos con una gran variedad de materiales.

El volumen de bombeo en un momento dado con una bomba reciprocante varía en forma sinusoidal y el volumen máximo ocurre cuando el émbolo está más o menos a la mitad de su carrera (Fig. 2). En el punto en que se invierte la carrera del émbolo, es cuando se llena la cámara de desplazamiento con líquido y hay cero descarga.

Estas fluctuaciones en el volumen, a veces, se pueden reducir si se combinan las descargas de varios cilindros que funcionen fuera de fase. Un múltiple recibe el fluido desde varias bombas simplex (de un solo cilindro) accio-

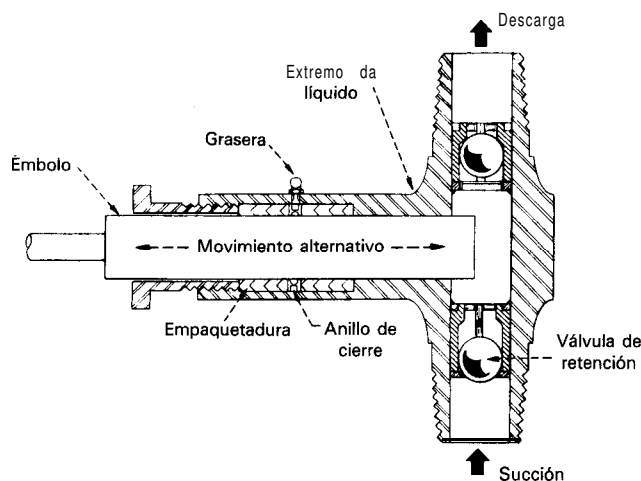
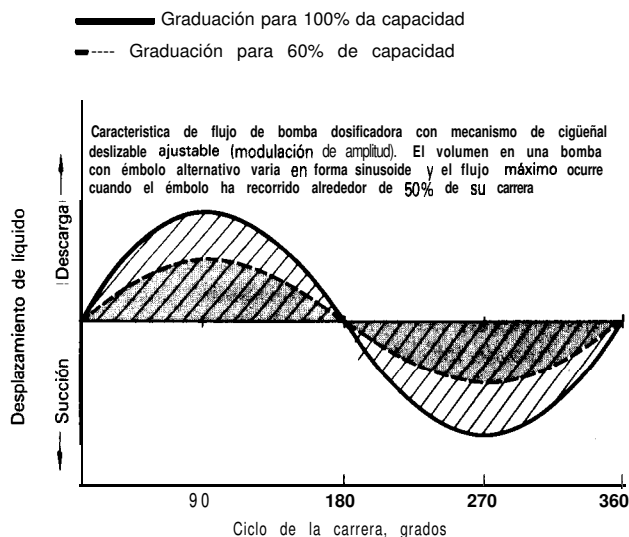
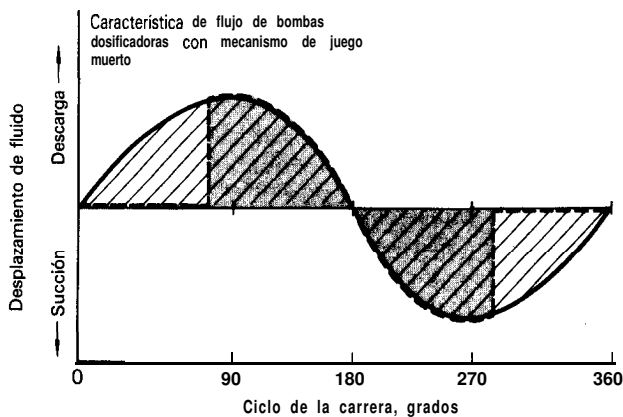


Fig. 1 Principios de funcionamiento de una bomba dosificadora que tiene extremo de líquido con émbolo empacado



a. Mecanismo de cigüeñal deslizable



b. Mecanismo de juego muerto

Fig. 2 El volumen de bombeo sigue una curva sinusoidal y el máximo ocurre con el émbolo a la mitad de su carrera

nadas por el mismo árbol propulsor. Las bombas de unidades múltiples se llaman dúplex, tríplex o cuádruplex, según el número de cilindros que se emplee.

En resumen, las bombas con émbolo empacado se pueden utilizar en aplicaciones en que se requiere una bomba de bajo costo y en donde se puede permitir cierta cantidad de fugas y de mantenimiento. Las aplicaciones típicas son la inyección de un producto no tóxico y no corrosivo a un proceso por cargas o continuo.

Bombas de diafragma

Para mover ácidos corrosivos o contaminantes para los que no se permiten fugas, una opción, algo más costosa, son las bombas dosificadoras de diafragma.

En estas bombas, el diafragma actúa como interconexión entre el émbolo y el líquido de proceso. El émbolo se mueve en un cilindro, pero en lugar de desplazar directamente el líquido de proceso, acciona un diafragma con el cual se transmite energía. En el lado opuesto del diafragma, se succiona una cantidad proporcional del líquido de proceso hacia la cámara de desplazamiento y se descarga en cada ciclo del émbolo.

Los diafragmas pueden ser de accionamiento mecánico, es decir, con conexión directa con el émbolo o de accionamiento hidráulico. Este último está equilibrado entre dos líquidos a fin de aminorar los esfuerzos en el diafragma y permitir presiones de descarga más elevadas.

Para asegurar la exactitud del extremo de líquido de accionamiento hidráulico, se debe mantener el volumen adecuado de líquido en la cámara hidráulica. A menudo se instala un sistema de tres válvulas para mantener el líquido hidráulico libre de aire o gases atrapados y para proteger contra una presión excesiva en los líquidos hidráulico y de proceso.

Una *válvula de reabastecimiento* que también actúa como de control o rompedora de vacío mantiene un volumen constante de líquido hidráulico porque reabastece al que se escapa de la cámara.

Una *válvula de purga de gas* elimina las burbujas de aire o gas en el líquido hidráulico.

Una *válvula de desahogo* en la cámara hidráulica protege contra altas presiones de los líquidos hidráulico y de proceso.

También se puede utilizar el paso de líquido hidráulico por orificios controlados para agregar líquido y purgar el gas. En este sistema, las válvulas de retención en la succión y descarga de la bomba admiten y descargan el líquido del proceso en respuesta a las presiones negativa y positiva que produce la flexión del diafragma. Con doubles válvulas de retención se aumenta la exactitud de la bomba y se tiene doble sellamiento.

Bombas de diafragma de disco

El diafragma de estas bombas, que suele ser de tetrafluoroetileno (TFE), se flexiona entre dos placas de soporte cóncavas, que tienen agujeros para circulación. Estas placas, llamadas a veces placas de contorno, retienen el diafragma y evitan su desgarramiento con altas presiones (Fig. 3).

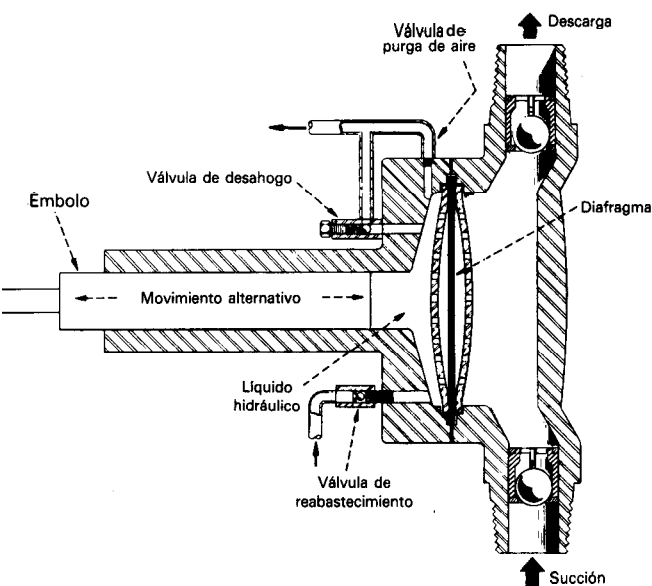


Fig. 3 Bomba con diafragma de disco de accionamiento hidráulico. Las bombas evitan arrastre de gas y sobrepresión

Este sistema elimina el problema de las fugas de fluido por los sellos del émbolo y es eficaz para bombear líquidos corrosivos, como los ácidos. Su empleo principal es para líquidos en aplicaciones en donde no se permite la mínima fuga.

Este tipo de bomba puede ocasionar problemas cuando se manejan fluidos viscosos o pastas aguadas. Con fluidos viscosos, ocurre una caída de presión notoria en los agujeros de flujo en las placas cóncavas, que a menudo produce cavitación en la succión. La formación de burbujas de gas en el fluido reduce la exactitud de la bomba a menos de un grado aceptable.

Bombas con diafragma tubular

En estas bombas, se utiliza un émbolo recíprocante como el descrito pero se emplea un diafragma tubular de elastómero que se dilata o se contrae con la presión ejercida por el fluido hidráulico. La contracción o la dilatación del diafragma combinada con la acción de las válvulas de retención, de succión y descarga, envía un impulso de líquido dosificado por la bomba. Se reducen los problemas de cavitación porque no se utilizan placas cóncavas en el lado de proceso del diafragma.

En la bomba con diafragma tubular (Fig. 4a) el émbolo está colocado dentro del diafragma tubular. Durante la carrera de succión se produce un vacío en el diafragma cuando se retrae el émbolo. Esto hace que se contraiga el diafragma y succione cierta cantidad de fluido de proceso por la válvula de retención de succión hacia la cámara de desplazamiento que está en el exterior del diafragma. Durante la carrera de descarga ocurre lo contrario; la aplicación de presión al fluido dentro del diafragma hace que se dilate y desplace una cantidad proporcional de fluido de proceso por la válvula de descarga.

Otras variantes del diafragma tubular incluyen el diagrama doble (Fig. 4b) y una combinación de diagrama de disco y tubular (que no se ilustra). En las bombas de doble diafragma, el émbolo aplica líquido hidráulico a presión para flexionar el diafragma primario y éste, a su vez, flexiona al diafragma secundario por medio de un líquido intermedio.

El diafragma secundario, que maneja el fluido del proceso, lo aísla de la cabeza de la bomba y no hay necesidad de materiales costosos para resistir la corrosión producida por el líquido de proceso en el extremo del líquido.

Dado que el diafragma secundario se puede considerar como una prolongación de los tubos de succión y descarga, presenta poca resistencia al flujo. Estas bombas son ideales para dosificar líquidos viscosos y pastas aguadas abrasivas y no son susceptibles de acumulación de sólidos.

Las bombas de diafragma doble ofrecen la seguridad de un diafragma secundario si llega a fallar el primario y, por lo general, se utiliza un fluido hidráulico inerte entre los diafragmas. Esto es útil cuando se manejan productos que pueden tener una reacción violenta con los aceites hidráulicos y cuando hay que evitar la contaminación del proceso químico en caso de falla del diafragma secundario.

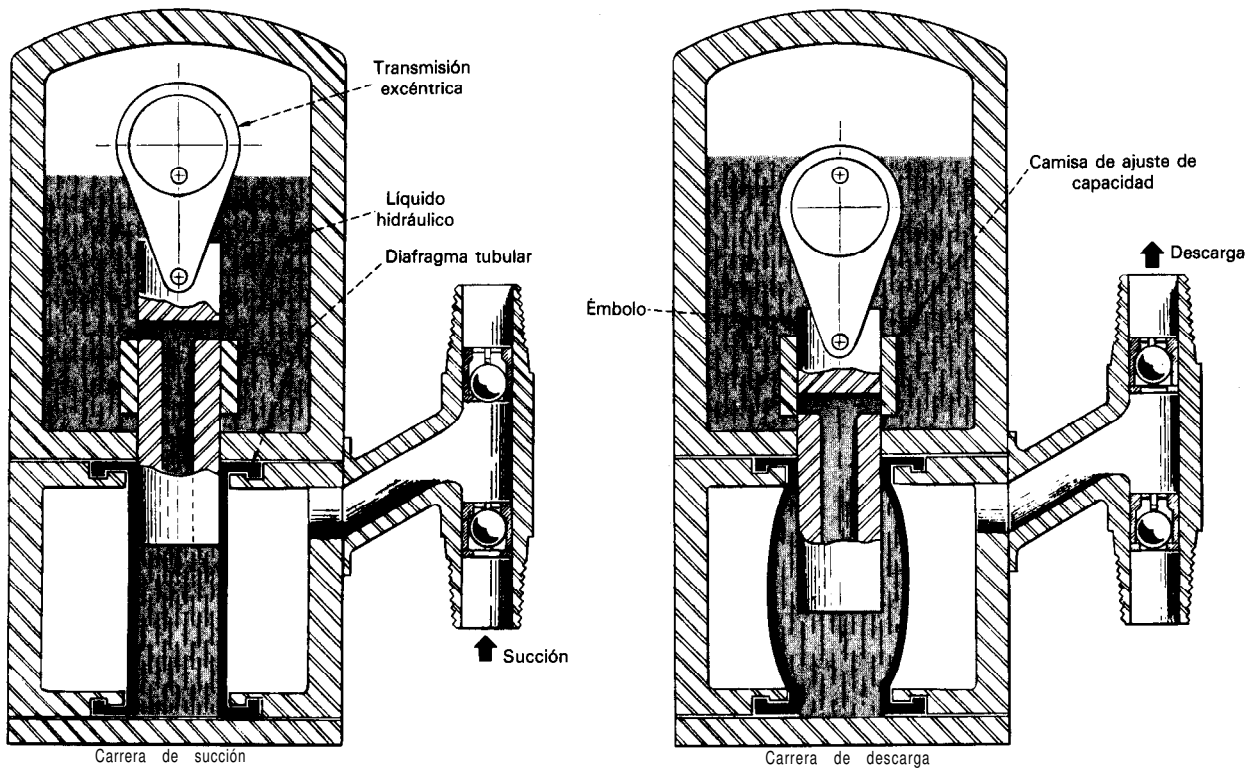
La cámara intermedia entre los diafragmas, a veces, tiene una mirilla para vigilarla. Si la cámara se llena con un líquido cuyo color es sensible al pH, el cambio de color avisa de una falla del diafragma. También se pueden instalar electrodos en la cámara intermedia para vigilar la conductividad del líquido intermedio. Los electrodos pueden detectar un cambio en la conductividad y dar una alarma de falla del diafragma.

Otras configuraciones de diafragmas

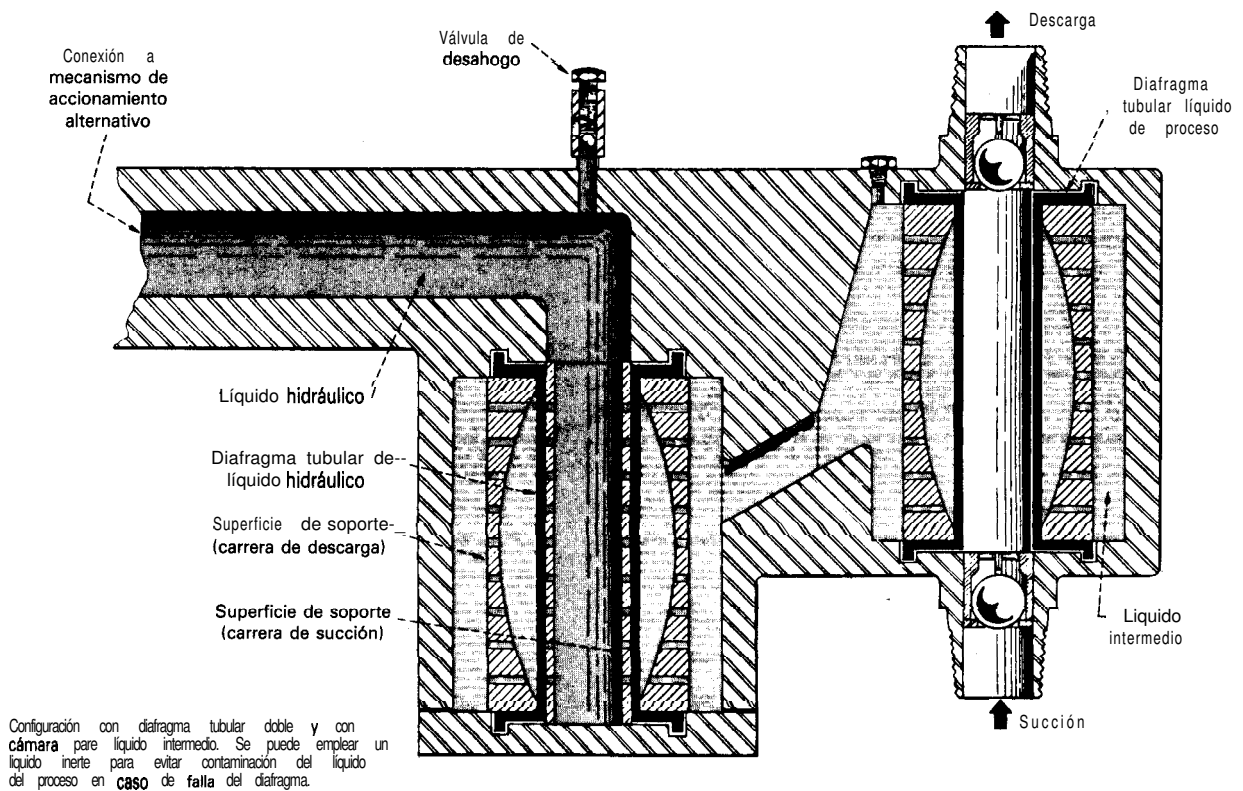
Otra configuración del extremo de líquido es con diafragma doble de disco, hecho de TFE (Fig. 5). Este diseño, con la seguridad inherente del diafragma doble, es adecuado para manejar disolventes y productos químicos que atacan los materiales elastoméricos. Su desventaja principal es que la construcción de las piezas metálicas puede ser costosa.

Las cabezas de diafragma sencillo y doble pueden estar colocadas remotas (a distancia) para manejar productos peligrosos, como líquidos a alta temperatura, criogénicos y radiactivos. Las cabezas remotas se pueden emplear también cuando no hay espacio para instalar toda la unidad o cuando se succionan líquidos corrosivos de tanques abiertos.

Todos estos diafragmas se utilizan en diversos servicios en las industrias de procesos químicos. La selección del tipo idóneo para cualquier aplicación depende de las características del fluido que se maneja, la cantidad permisible del mantenimiento, aspectos de seguridad y costo del sistema deseado. Además de los diversos mecanismos de bombeo se fabrican muchos mecanismos de accionamiento para transmitir la fuerza motriz con toda la eficiencia que lo permite la aplicación.



a. Bomba con diafragma tubular sencillo



b. Bomba con diafragma tubular doble

Fig. 4 El diseño de las bombas de diafragma tubular sencillo y doble reduce la cavitación

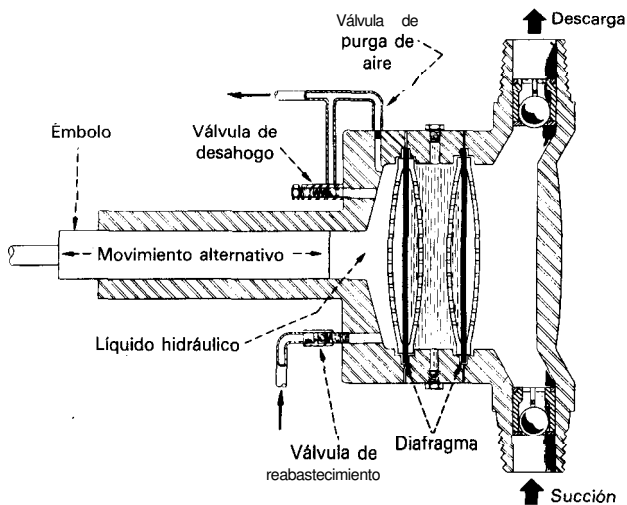


Fig. 5 El diseño de diafragma doble aminora el riesgo de contaminación si falla el diafragma

Unidades motrices y motores primarios

La capacidad de una bomba dosificadora está en función del diámetro del émbolo, la longitud efectiva de su carrera y la velocidad de la carrera. Dado que el diámetro del émbolo es constante en cualquier bomba, se pueden variar la longitud de carrera y la velocidad de la bomba para ajustar la capacidad de salida con la bomba en marcha. Los ajustes de velocidad, carrera o ambas pueden ser manuales o automáticos, según las exigencias del proceso, para variar el volumen de líquido que descarga la bomba.

Las bombas reciprocantes reciben ese nombre porque su funcionamiento depende del movimiento hacia un lado y otro de un émbolo para desplazar un líquido, en forma directa o indirecta, como resultado de la flexión del diafragma. En las bombas dosificadoras se debe tener ajuste del volumen o capacidad, lo cual se logra al variar la carrera real o efectiva de desplazamiento.

Hay dos tipos principales de mecanismos de ajuste de longitud de la carrera. Uno altera la curva de excentricidad del mecanismo de accionamiento del émbolo que a veces se llama modulación de amplitud. Este método se emplea en las configuraciones de cigüeñal deslizante de dos y tres dimensiones (Fig. 6) y en la impulsión por anillo deslizable.

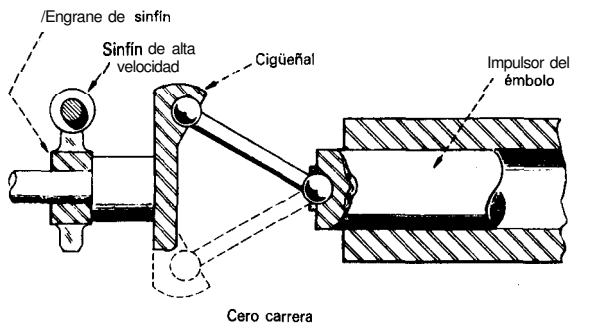
Con el segundo tipo varía la cantidad de carrera fija del cigüeñal que se transmite al émbolo. En muchos de los tipos comunes se utiliza algún sistema de juego muerto; incluyen sistemas mecánico (con excéntrica) o de derivación hidráulica (Figs. 7a y b).

Modulación de amplitud

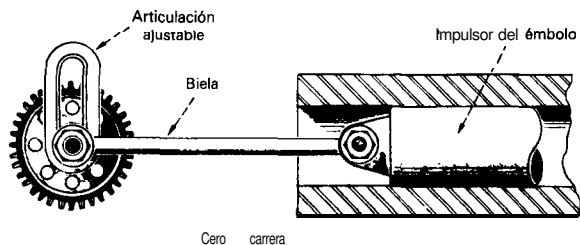
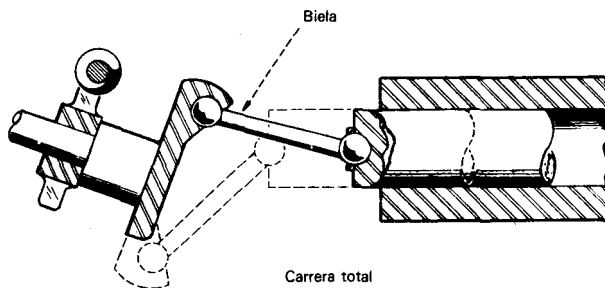
El mecanismo de cigüeñal deslizable, uno de los primeros que hubo, tiene un ajuste con torniquete que permite variar la longitud de la carrera al cambiar la longitud de un brazo de pivoteo. Hay muchas variantes de este accionamiento y aunque son de diferentes marcas, es fácil reconocer sus principios básicos de funcionamiento. Todos estos mecanismos están conectados al émbolo con diversos tipos de varillajes.

El accionamiento con cigüeñal deslizable se suele escoger para bombas de gran capacidad y para presiones altas.

La propulsión con anillo desplazable es para minimizar las vibraciones mecánicas y las cargas de choque en



Cigüeñal deslizable tridimensional



Cigüeñal deslizable bidimensional

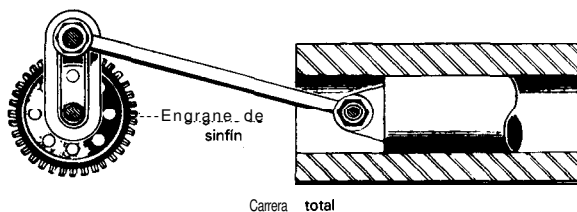
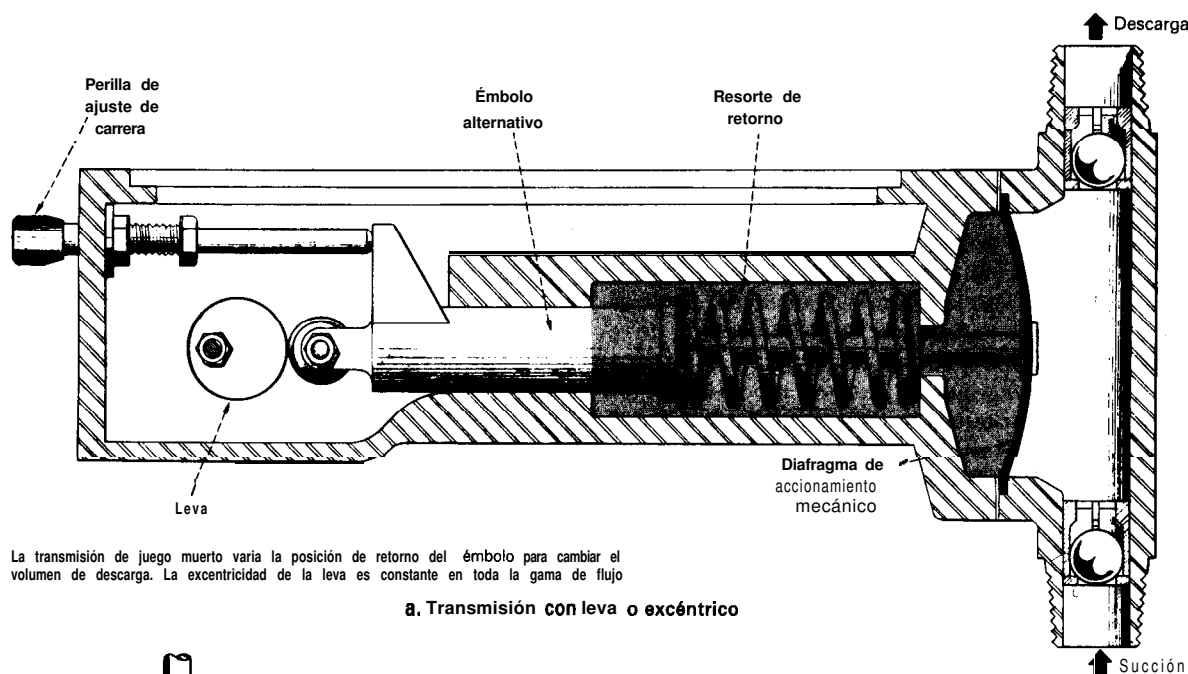
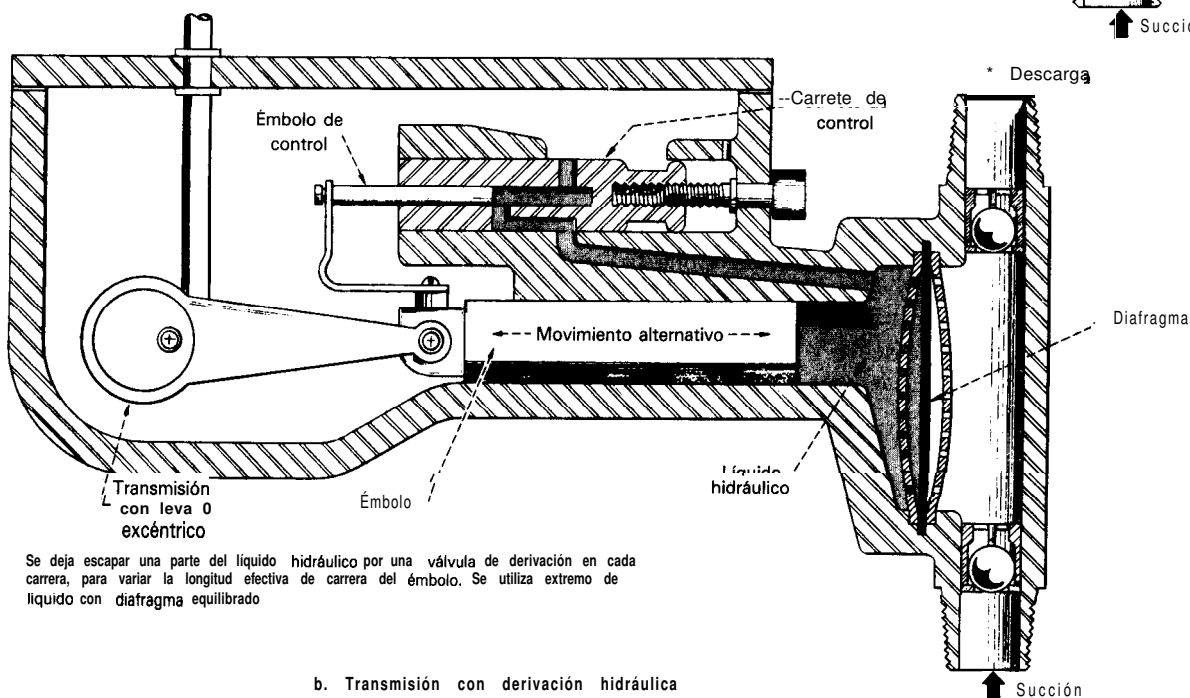


Fig. 6 Mecanismo de cigüeñal deslizable para ajustar el volumen de líquido desplazado



La transmisión de juego muerto varía la posición de retorno del émbolo para cambiar el volumen de descarga. La excentricidad de la leva es constante en toda la gama de flujo

a. Transmisión con leva o excéntrico



Se deja escapar una parte del líquido hidráulico por una válvula de derivación en cada carrera, para variar la longitud efectiva de carrera del émbolo. Se utiliza extremo de líquido con diafragma equilibrado

b. Transmisión con derivación hidráulica

Fig. 7 Dos tipos de transmisiones de juego muerto: con leva y con derivación hidráulica

el tren propulsor. Un émbolo bajo carga de resorte se mueve dentro del eje o árbol principal y su movimiento alternado se logra con el ajuste de la posición del anillo dentro del cual gira el émbolo.

Accionamiento de juego muerto

En estos accionamientos se ajusta la longitud de la carrera al dejar cierto juego muerto o tener movimiento perdido sin utilizar el empuje disponible en un ciclo de bombeo. Estos accionamientos pueden ser hidráulicos o mecánicos.

En los sistemas hidráulicos se cambia la longitud **efectiva** de la carrera de la bomba, en vez de la longitud real de carrera. El émbolo continúa su movimiento alterno a toda la longitud de la carrera en todo momento, pero parte del líquido hidráulico que acciona el diafragma sale por una válvula de derivación y retorna al depósito. La válvula de derivación se puede ajustar desde el exterior con la bomba en marcha.

El mecanismo de juego muerto se puede construir a menor costo que el de cigüeñal deslizante, que es más complejo, pero no se puede emplear para capacidades grandes, mayores de 150 gal/h.

Una ventaja del mecanismo hidráulico en relación con el mecánico es que el diafragma tiene equilibrio (balanceo) hidráulico, lo cual le da mayor duración y permite presiones de descarga más altas.

En el accionamiento mecánico de juego muerto, el diafragma tiene conexión mecánica con el émbolo o el mecanismo de flexión. El mecanismo se impulsa hacia el frente con una leva que hace que el diafragma desvíe una cantidad determinada de fluido.

Para variar el gasto se limita el retorno del mecanismo (Fig. 7a). Por lo general, se utiliza un resorte de retorno del mecanismo a su posición original después de cada ciclo de la leva. Si se deja que el émbolo sólo retorne la mitad de la distancia hasta su posición original, la carrera y la flexión se reducirán 50%.

Los diafragmas de accionamiento mecánico no se suelen utilizar para presiones mayores a 250 psi o cuando la capacidad es superior a 25 gal/h. Las aplicaciones típicas incluyen los sistemas de tratamiento de agua de torres de enfriamiento, calderas, plantas de tratamiento de agua potable y aguas negras y laboratorios.

El motor primario

El motor primario más común para las bombas dosificadoras es el motor de ca de velocidad constante. El motor se monta en una brida y se acopla con el eje o árbol de mando de la bomba o se monta en un pedestal o patas y se fija en un soporte en la carcasa de la bomba.

Estos motores, a veces, se acoplan con transmisiones de velocidad variable, montadas en una brida o soportadas en la base de la bomba. Para variar la velocidad, se cambia el paso de discos cónicos, bajo carga de resorte, para tensar las bandas; éstas deben ser del tipo contra deslizamiento o ranuradas para mantener velocidad constante en el eje de salida de la *transmisión*.

Una opción es especificar un motor de CC de velocidad variable, montado en forma similar. Se utilizan circuitos de rectificadores controlados de silicio para variar en forma automática la velocidad del motor por medio de una señal analógica remota.

A veces se utiliza fuerza neumática para las bombas con extremo de líquido de émbolo y diafragma. En esta transmisión se utiliza un cilindro neumático recíprocante del tamaño que produzca la diferencia necesaria entre la fuerza propulsora y la presión generada.

El aire a presión entra al cilindro por una válvula de cuatro vías que se abre en forma alternada hacia los lados opuestos del pistón. La válvula puede ser de solenoide para variar la trayectoria de la presión o tener orificios internos para el paso de la presión para el movimiento automático del pistón.

También hay bombas dosificadoras con accionamiento por solenoide en aplicaciones que requieren poco empuje. Aunque son ideales para control electrónico de la capacidad, hay que tener en cuenta la duración limitada del solenoide.

Sistemas dosificadores

En la IPQ el empleo más frecuente de las bombas dosificadoras es para procesos continuos o por cargas y pa-

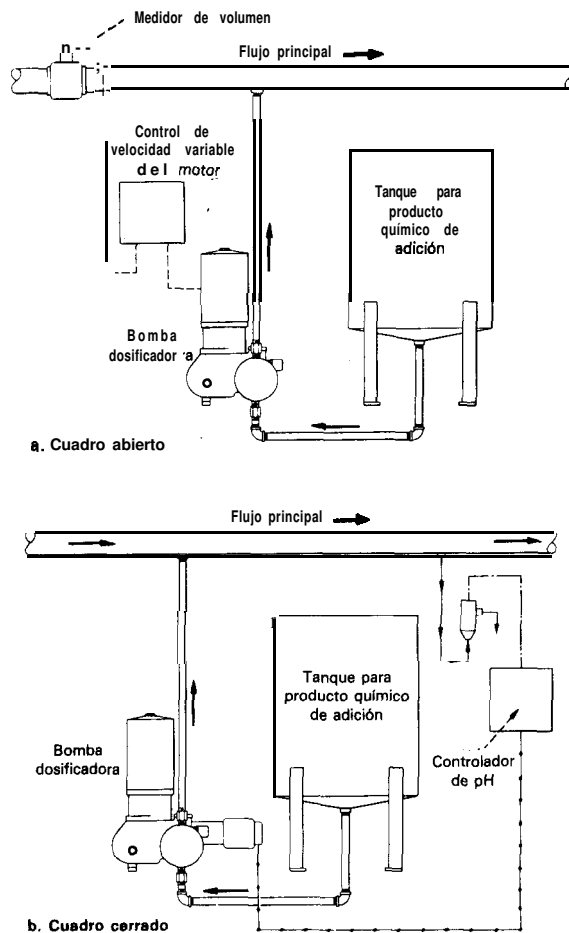


Fig. 8 Cuadros abierto y cerrado y la bomba dosificadora es el elemento de control final

ra tratamiento de aguas negras. Las bombas pueden ser individuales o múltiples. Una instalación puede tener uno, dos, tres o más extremos de líquido, todos movidos con la misma fuente de potencia, pero de capacidad ajustable por separado.

Las bombas dosificadoras se utilizan en sistemas de cuadro abierto y cerrado. En un proceso estable que no requiera cambios frecuentes en la capacidad, puede ser adecuado un cuadro abierto sencillo, en el cual se cambie en forma manual el gasto.

Los sistemas de cuadro abierto (Fig. 8a) se caracterizan porque no hay retroalimentación ni acción correctiva con los controles, y el funcionamiento del sistema es siempre proporcional. Se necesitan buena sensibilidad y un alto grado de linealidad en los controles, incluso el de la carrera de la bomba.

En los sistemas de cuadro abierto se necesita alguna forma de ajustar la dosificación para mantener la relación correcta entre la corriente medida y el flujo de la bomba dosificadora. Como en estos sistemas no suele ser necesario lograr cero flujo, es práctico utilizar controles de velocidad del motor. Con esto se puede utilizar el control manual de la carrera para ajuste fácil de la relación o la cantidad.

Los sistemas de cuadro cerrado (Fig. 8b) se caracterizan porque tienen retroalimentación o acciones correctivas mediante el controlador; los controladores son muy complejos y pueden leer la variable del proceso después de que la bomba inyectó el reactante. La exactitud de la bomba y de su método de control, neumático o eléctrico, determina el grado al cual la variable del proceso se puede mantener cerca del valor de referencia sin que el controlador tenga que producir una modulación considerable.

En los sistemas de cuadro cerrado, es esencial que la capacidad de la bomba se pueda reducir a cero. Es más práctico lograr cero salida con el control de la carrera que con la variación de la velocidad del motor, porque muchas propulsiones de velocidad variable no funcionan con cero velocidad. Los controles de capacidad en los sistemas de cuadro cerrado suelen ser neumáticos o eléctricos analógicos.

También se puede utilizar la bomba dosificadora como elemento final de control con controladores para dos variables del proceso. Por ejemplo, si el caudal del líquido de proceso tiene variación considerable, un sistema de retroalimentación de cuadro cerrado no es adecuado para seguir grandes cambios en el volumen ni los cambios en la variable del proceso.

Sin embargo, se puede utilizar una combinación de control de velocidad del motor y de capacidad para obtener la gama deseada. En la figura 9 se ilustra un tipo de control combinado, que es un sistema de dosificación de cuadro abierto conectado en cascada con un sistema de control de cuadro cerrado para variables del proceso.

Se deben tener en cuenta las relaciones de carga. Si la bomba tiene una relación de 10: 1, se puede ajustar la capacidad con mucha exactitud entre 100% y 10% del flujo nominal. Sin embargo, a menos de 10%, es difícil lograr una descarga confiable sin un ajuste adicional de la exactitud, lo cual se puede lograr con la combinación del control de la carrera y de la velocidad del motor. Cuando el motor funciona a 1/6 parte de su velocidad nominal y el ajuste de capacidad se gradúa para 10% ,

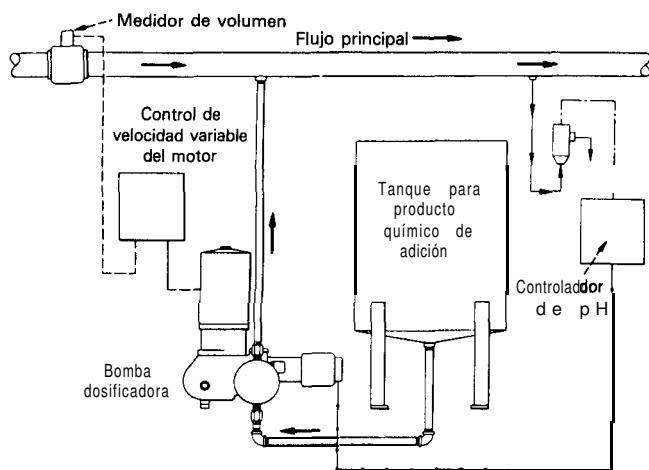
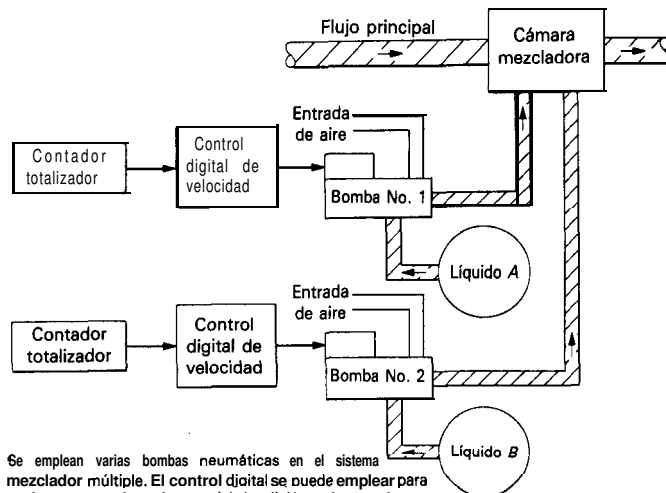


Fig. 9 El sistema combinado de cuadro abierto y cerrado controla variaciones grandes en el caudal



Se emplean varias bombas neumáticas en el sistema mezclador múltiple. El control digital se puede emplear para variar el caudal de cada material de adición y el contador determina el total de flujo.

Fig. 10 Opciones disponibles con sistema de bombeo de accionamiento neumático

la descarga real sería de $0.166 \times 10\%$ de la capacidad total de la bomba.

Los motores de CC de velocidad variable cuestan menos que los de CA y son una buena elección si se desea control de la velocidad del motor. Sin embargo, en atmósferas peligrosas se pueden necesitar motores de CA sin escobillas. En lugares muy peligrosos, se recomiendan propulsiones y controles neumáticos.

El empleo de la transmisión con un cilindro neumático de acoplamiento directo permite adaptabilidad del control. Se puede contar con un control digital directo con módulos electrónicos auxiliares, como regulador de longitud de carrera para el control de velocidad, contador de carreras para bombear un volumen determinado, con base en el conteo de carreras, un convertidor de señal analógica a digital y un circuito de protección contra fallas que vigila el funcionamiento de la bomba.

Se puede especificar ajuste independiente de las velocidades de movimiento del émbolo para bombear líquidos de alta viscosidad y para mejorar la altura de aspiración. En la figura 10 se ilustra una bomba con accionamiento neumático típico.

Instalación y mantenimiento

Con tantos modelos y materiales disponibles, es difícil dar una guía muy general para instalación y mantenimiento. Sin embargo, hay ciertos lineamientos que permitirán óptimo funcionamiento y duración.

Salvo que la bomba sea portátil, se debe fijar en cimientos de concreto, de preferencia con la base sobre el nivel del piso para protegerla contra encharcamientos y tener acceso para servicio.

Los tubos de succión y descarga deben ser del tamaño para manejar flujos máximos en un momento dado. En las bombas con motor, el flujo sigue una curva senoidal debido al movimiento alternativo del émbolo. El flujo máximo instantáneo es alrededor de π veces el flujo promedio.

Por tanto, la tubería se debe proyectar para manejar un caudal mucho mayor que la capacidad nominal de la bomba; los tubos de medida menor a la requerida ocasionan muchos problemas. Una forma de comprobar si la tubería es del tamaño adecuado, es desconectar el tubo de succión y medir el libre flujo de líquido del tubo. Si el flujo es π multiplicado por la capacidad nominal de la bomba, entonces el tamaño del tubo es adecuado.

Se debe tener cuidado en la selección de materiales para evitar la corrosión galvánica en los puntos de conexión de la bomba. Los diámetros interiores deben coincidir entre las conexiones. Hay que eliminar rebabas y bordes agudos y limpiar toda la rebaba de soldadura de los tubos. Hay que limpiar los tubos con aire comprimido o con agua antes de hacer la conexión final en la bomba. Si las temperaturas del líquido son extremas, hay que incluir tolerancias para la dilatación y contracción de los tubos. Los tubos se deben soportar de modo que no apliquen esfuerzos en la bomba y nunca se les debe aplicar carga lateral o permitir que se flexionen al hacer las conexiones.

Los tramos de succión y descarga deben ser lo más rectos y cortos que sea posible. Hay que evitar los codos innecesarios; cuando sea posible se deben utilizar codos de 45° o codos largos de 90°. La tubería debe tener pendiente para eliminar las bolsas de vapor.

Tubería de succión

La tubería de succión debe ser hermética para tener funcionamiento correcto de la bomba; se debe probar si tiene fugas o entradas de aire después de instalarla.

La tendencia a la vaporización durante la succión de la bomba es proporcional a los aumentos en la velocidad de la bomba, viscosidad y densidad del fluido, tamaño del émbolo, longitud de la tubería y altura de aspiración. La carga neta positiva de succión, que es la cantidad en que la presión del líquido es mayor que la presión de vapor disponible para hacer entrar el líquido a la bomba, debe ser suficiente para tener funcionamiento satisfactorio cuando las condiciones del proceso se vuelven más severas.

Los métodos prácticos para mejorar la *NPSH* son:

- Aumentar el diámetro del tubo de entrada.
- Reducir la velocidad de la bomba y aumentar el diámetro del émbolo para mantener el volumen de flujo.
- Elevar el nivel del tanque con relación a la entrada de la bomba para aumentar la carga.
- Aplicar presión en el tanque si el líquido tiene una presión de vapor muy alta.

Tubería de descarga

Las pérdidas excesivas de presión durante la carrera de descarga se pueden evitar con la instalación de tubería de descarga del diámetro correcto. La presión nominal del tubo debe ser mayor que la graduación de la válvula de seguridad o la capacidad del disco de ruptura.

El exceso de alimentación puede ocasionar problemas con bajas presiones de descarga. Esto se puede evitar con la reducción de los diámetros de los tubos de succión

o descarga o con la instalación de una válvula de contrapresión dentro del tubo de descarga. Las válvulas de contrapresión son obligatorias cuando se bombean líquidos a un proceso que se efectúa al vacío.

Cuando se instalan válvulas de compresión para tener una carga artificial en la descarga, se necesita un acumulador o un amortiguador de pulsaciones en la tubería de descarga. El acumulador suaviza el flujo desde la bomba hasta la válvula de contrapresión, con lo cual se prolonga la duración de ella y se tiene un flujo más uniforme en el proceso.

Válvulas de seguridad

Dado que las bombas dosificadoras con motor pueden producir altas presiones de descarga en una o dos carreras, los detectores de sobrecarga térmicos o aparatos similares de seguridad en el circuito de arranque del motor, quizá actúen demasiado tarde y no protegerán. Si se obstruye el tubo de descarga se dañarán la bomba, el tubo o el equipo del proceso. Para evitarlo, el tubo de descarga debe tener una válvula de seguridad o disco de ruptura del tamaño que maneje la presión del sistema y para descargar sin peligro el máximo caudal de la bomba.

La válvula de seguridad debe estar en el tubo de descarga entre la bomba y la primera válvula de corte o de contrapresión corriente abajo. La salida de la válvula de descarga se conecta con el tanque de succión o a un drenaje. El extremo abierto del tubo de retorno debe estar en donde sea visible, para detectar cualquier fuga por la válvula de seguridad.

Mantenimiento de la bomba

Las bombas dosificadoras pueden dar años de servicio con poco mantenimiento. Hay que efectuar el mantenimiento recomendado por el fabricante, pero en todos los modelos se necesitan unas cuantas operaciones básicas.

Las bombas con extremo de líquido del tipo de émbolo empacado requieren cambio periódico de la empaquetadura. Esta, por lo general, depende de la compresión del estopero para su buen funcionamiento. Si una empaquetadura está muy apretada se sobrecalentará y desintegrará muy rápido; además, puede rayar el émbolo y habrá que reemplazarlo. Además, se debe lubricar a los intervalos recomendados por el fabricante, que pueden ser a diario o cada cierto tiempo. Las bombas con extremo de líquido hecho de plástico quizá no necesiten lubricación periódica de la empaquetadura.

Se debe vigilar el nivel de aceite hidráulico en la carcasa de la bomba para que ésta no funcione en seco. El aceite hidráulico lubrica todas las piezas móviles y muchas veces produce la fuerza necesaria para accionar la bomba. Las bombas que tienen engrane y sinfín de bronce se deben llenar con un lubricante No. 8 **Compu**uesto de AGMA (American Gear Manufacturers Assn.) que contiene aditivos inactivos para presiones extremas.

Los motores se deben lubricar a los intervalos especificados.

Sistemas dosificadores "en paquete"

Muchos fabricantes de bombas tienen sistemas de alimentación de productos químicos del tipo unitario o de "paquete". Constan, por lo general de un tanque con capacidad entre 50 y 1 500 gal, un agitador, válvulas, tubos e instrumentos montados en un bastidor o patín común. Se suelen entregar listos para instalarlos en la planta y pueden ser de alimentación sencilla o múltiple.

Las unidades en paquete se utilizan en muchos procesos y suelen ser de construcción específica. Los sistemas de dosificación para tratamiento de aguas suelen ser compactos y específicos para cada aplicación.

Accesorios y controles

Se puede utilizar una serie de accesorios con las bombas dosificadoras. Los más comunes son:

- Controles automáticos para abrir válvulas y desahogar el equipo de bombeo.

- Válvulas antisifón o de contrapresión que evitan la circulación del líquido en la bomba sin dosificación correcta.

- Medidores de tiempo y contadores de la dosificación, que totalizan los impulsos de la bomba. Se pueden graduar para cortar el flujo cuando se llega a un límite especificado.

- Analizadores y controladores de pH que se utilizan a menudo en sistemas de cuadro cerrado para ajustar la capacidad de la bomba.

- Amortiguadores de pulsaciones para contrarrestar las pérdidas de aceleración en el tubo de succión y reducir los cambios bruscos en la presión en el tubo de descarga.

- Válvulas de seguridad para impedir presiones excesivas en el sistema.

- Camisas de vapor para mantener o elevar la temperatura del líquido de proceso.

El autor



tulo de ingeniero aeronáutico de la Notre Dame University

James P. Poynton es gerente de ingeniería de la Flow Control Div., Milton Roy Co., 201 Ivyland Rd., Ivyland, PA 18974. Está encargado de nuevos productos hidráulicos para aplicaciones biomédicas e industriales. Ha escrito varios artículos acerca de bombas dosificadoras y colaborando en el comité internacional de Scientific Apparatus Makers Assn. Es miembro del grupo de trabajo con bombas del API y miembro senior de ISA. Antes fue ingeniero de sistemas de propulsión en Grumman Aerospace. Tiene tí-

Bombas para aguas negras industriales

Un examen de los tipos disponibles de bombas para tratamiento de aguas negras industriales y la importancia de transferencia de efluentes, adición de productos químicos, conducción de pastas aguadas y lodos, y sistemas para muestreo.

Jacob A Scher, Fluor Engineers and Contractors, Inc.

En las últimas dos décadas el tratamiento de las aguas negras o de desechos industriales ha adquirido mucha mayor importancia en las instalaciones totales de una planta. Los requisitos gubernamentales cada vez más estrictos para el tratamiento de efluentes han dado origen a una serie de métodos más complejos para tratamiento de aguas. En algunos países, se exige el tratamiento hasta del agua de lluvia y hay que tener cuidado especial al proyectar redes más complicadas para recolección y tratamiento.

El problema de recolectar, conducir y tratar los líquidos de desecho en las plantas existentes es mucho más complejo que cuando se va a construir una planta. Con frecuencia, el sistema de tratamiento de aguas se construye en un rincón apartado del terreno cuando a la conducción de líquidos no se le presta la debida atención. Hay que mover líquidos, agregarles productos químicos, procesar pastas aguadas y tener servicio de líquidos y semilíquidos.

Casi siempre se utilizan bombas de muchos tipos y características para el funcionamiento del proceso. Cuando se estudia una aplicación particular de una bomba es útil consultar con otros usuarios en situaciones similares. Además, los fabricantes de bombas ayudarán a seleccionar la bomba adecuada para el servicio.

En las unidades de tratamiento de suelen descargar las aguas negras, por gravedad, hacia un alcantarillado subterráneo o canales abiertos. El escurrimiento superficial del agua de lluvia contaminada fluye por gravedad a un sumidero recolector central. Las corrientes de agua de enfriamiento, de purga de calderas, para tratamiento de aguas o de pastas aguadas de desecho y otras aguas

negras, se deben separar o combinar y enviarlas a la zona de tratamiento.

En las diversas estaciones para tratamiento de aguas se deben proveer diversas soluciones químicas, sean ácidas o básicas para neutralización, coagulantes para clarificación, acondicionadores para desaguar lodos, etc. Hay que conducir pastas aguadas de cal, de licores biológicos mixtos o suspensiones similares. Los lodos de viscosidades y composiciones diferentes se deben desaguar por acción mecánica o enviarlos a aparatos espesadores, fosas, etc., para concentrarlos y secarlos. Además, se deben tomar muestras continuas para control de calidad del proceso y del efluente. Todas estas operaciones requieren bombas de diversos tipos y construcciones para una gran variedad de servicios.

Tipos de bombas

Entre los muchos tipos que hay de bombas, las enumeradas a continuación son las que más se utilizan para sistemas de tratamiento de aguas negras industriales y se citan como información general. Algunas son tan conocidas que no vale la pena mencionarlas, pero otras se describirán en detalle por lo exclusivo de su diseño y aplicación. Ellas son:

Centrífuga. Es un tipo muy general de bomba y las que se citan en este artículo son las que en alguna época se llamaron "American Voluntary Standard" o AVS y son del tipo suspendido. Para amplia información de las bombas AVS véanse las páginas 33 y 34 de este libro.

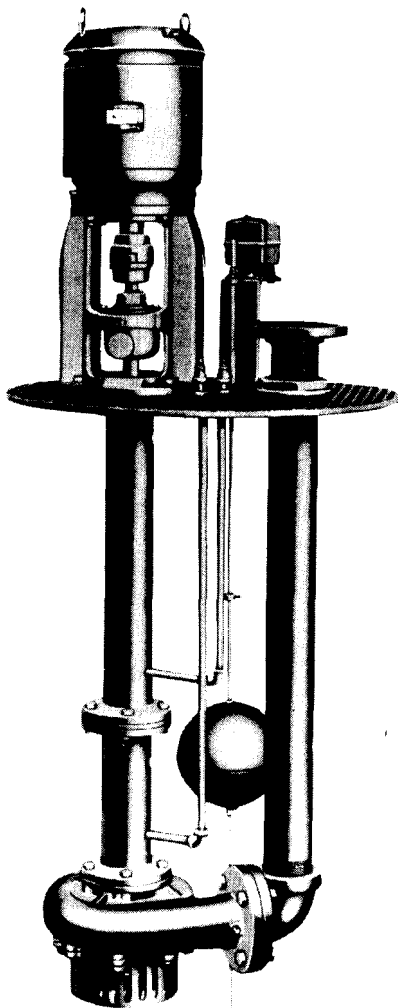
Sumidero. Es una bomba centrífuga vertical que puede ser de una etapa, tipo voluta o de turbina de etapas sen-

cilla o múltiples; esta última es una adaptación de la bomba de pozo profundo. Las bombas de sumidero (Fig. 1) son para instalarlas en una fosa o sumidero en donde hay nivel conocido del agua.

Sumergible. Es una bomba centrífuga, de construcción especial de modo que se puedan sumergir toda la bomba y el motor (Fig. 2). A menudo se diseñan para dejar pasar sólidos grandes y pueden funcionar en seco un tiempo razonable sin que se dañen.

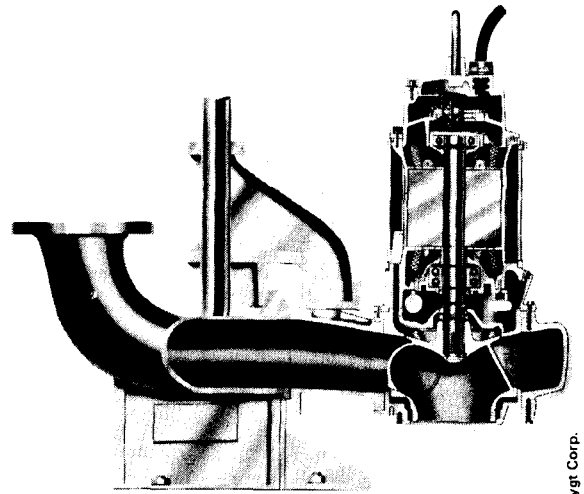
Pistón (desplazamiento positivo). Esta bomba utiliza un pistón accionado por una leva o excéntrico para el movimiento directo del líquido. Está disponible en muchas capacidades y puede producir presiones de descarga hasta de 10 000 psig.

Diafragma. Es una bomba de desplazamiento positivo de construcción especial. El diafragma actúa como pistón cuando recibe movimiento alternativo con un varillaje mecánico, aire comprimido o líquido hidráulico desde una fuente externa que los envía a pulsaciones. El diafragma también actúa como sello entre la fuerza de accionamiento y el líquido que se bombea. En la figura 3 se presenta una vista en corte de esta bomba e indica



USS Oilwell

Fig. 1 Las bombas de sumidero se instalan en donde hay siempre agua



Flygt Corp.

Fig. 2 Bomba sumergible, en que también se sumerge el motor

la forma en que el diafragma succiona y descarga el líquido.

Rotatoria. Las bombas más comunes son la de engranes y la de tornillo o de cavidad progresiva. Según la define el Hydraulic Institute, la bomba rotatoria consta de una carcasa fija que contiene engranes, levas o excéntricas, émbolos o elementos similares accionados por la rotación del árbol propulsor. La bomba rotatoria más interesante en este caso es la de tornillo, que consta de un rotor que gira dentro de un estator con lo cual se forman cavidades en el sentido de descarga para mover la pasta aguada. Estas bombas (Fig. 4) pueden incluir trituradores, por ejemplo, los de marca Maz-0-Rator fabricados por Robbins & Miers, Inc., de Springfield, Ohio.

Peristáltica. Es un tipo especial de bomba rotatoria en que se emplea un tramo de tubo colocado alrededor de una leva o excéntrica. Cuando gira la leva, se aplica presión al líquido a lo largo del tubo (Fig. 5).

Todo equipo rotatorio necesita algún tipo de sello entre el eje y la carcasa y hay dos clases muy usuales: el prensaestopas con empaquetadura y el sello mecánico. En el prensaestopas se colocan capas múltiples de empaquetadura dentro de un anillo de compresión, que se deben apretar periódicamente conforme se gasta la empaquetadura.

La lubricación para la empaquetadura es el líquido que se bombea y debe tener un escurrimiento constante por el prensaestopas. Debido a que el anillo de compresión nunca se debe apretar al grado de interrumpir el escurrimiento, éste evita daños a la empaquetadura. Si el líquido contiene sólidos, se gastará muy pronto la empaquetadura y ocurrirán fugas serias. La empaquetadura es adecuada para líquidos limpios; no se debe utilizar con líquidos corrosivos, peligrosos o que contengan abrasivos.

El sello mecánico tiene una cara lija y un elemento rotatorio sujetos entre sí con resortes, una placa de apoyo y otros componentes. Su ajuste preciso produce un ver-

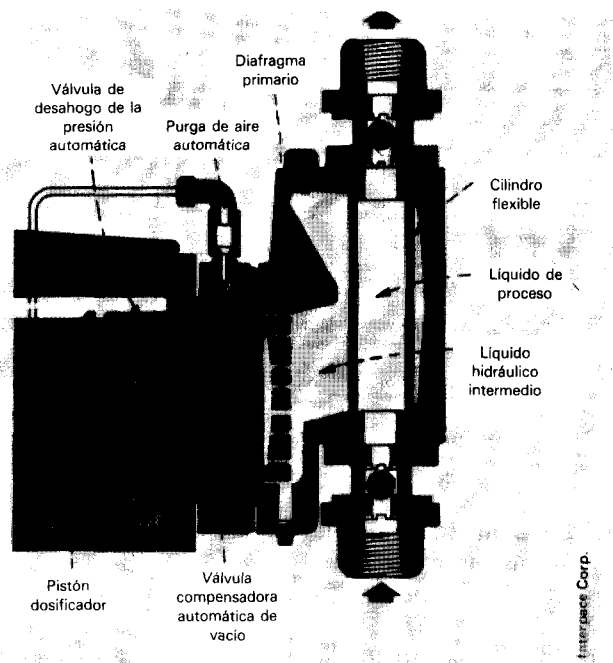


Fig. 3 En esta bomba, el diafragma actúa como pistón

dadero sello mecánico que evita las fugas de la carcasa. Si el líquido que se bombea es muy peligroso o tóxico, se puede utilizar un sello mecánico doble, que incluye un líquido inerte entre los sellos para reducir cualquier fuga. Además, para evitar rayaduras o cristalización del sello mecánico, se debe seleccionar el que tenga lavado para la cara. Se circula agua entre las dos caras del sello para mantenerlas limpias y prolongar su duración. Si los sellos mecánicos son del tipo especificado, son muy eficientes. Sin embargo, son más costosos que las empaquetaduras y su reemplazo constante aumentará los gastos de mantenimiento.

También está disponible una bomba sin sellos, llamada de rotor enlatado, en donde el líquido circula por los cojinetes del motor y vuelve a la corriente general. Una placa delgada evita que el líquido toque los devanados del motor y no se necesita sello en el eje o árbol porque no hay fugas de ninguna clase. Esta bomba es más compacta que las convencionales. En bombas de menos de 30 hp no se requiere cimentación porque no hay problemas de alineación de ejes (Fig. 6).

Dado que la mayoría de las aguas de desecho, como las de lluvia, de torre de enfriamiento, de purga de calderas o de efluente del clarificador tienen un pH de 6.0 a 9.0, el líquido no suele contener sustancias químicas peligrosas o corrosivas en una concentración elevada. En estos casos las bombas pueden ser de acero al carbono, hierro fundido y materiales similares.

En los servicios en que se agregan productos químicos o cuando se conducen aceite desnatado, agua de lastre y otros líquidos corrosivos, se necesitan materiales de construcción más resistentes a la acción de esas sustancias. En la tabla se indican los materiales de construcción típicos para los líquidos que se manejan con más

frecuencia en el tratamiento de aguas negras industriales.

Transferencia de efluente

Los sistemas de recolección para tratamiento de aguas negras son diferentes a los de bombeo en los procesos. En lugar de tener cuadros de bombeo a presión, los efluentes suelen descargar por gravedad en alcantarillados que llegan a una zona común de recolección, que está a menor altura. El flujo de aguas negras es también más irregular en su aspecto hidráulico (por ejemplo, el escurrimiento superficial de agua de lluvia) que los flujos de proceso. Se necesita compensar el flujo antes del tratamiento porque las unidades para tratamiento dependen del volumen y son sensibles a los choques de masa o cargas hidráulicas.

Se utilizan sumideros para recolección y estanques de compensación para suavizar las fluctuaciones en el flujo por gravedad. La selección del tipo de sumidero y de la capacidad de la bomba se deben calcular con cuidado a fin de poder manejar todo el caudal previsto. La selección de la capacidad de la bomba es importante porque si ésta va a tener paros y arranques continuos se puede quemar el motor o, una bomba que se utiliza con poca frecuencia, quizá no funcione cuando se necesita. Si un sumidero tiene un caudal de varios órdenes de magnitud, la configuración óptima pueden ser bombas diferentes de distintas capacidades, accionadas mediante un control secuencial de nivel.

Una instalación típica tenía un sumidero que recibía una corriente continua de efluente de 250 gpm y a veces, hasta 12 500 gpm de agua de lluvia. Se utilizaban cuatro bombas de sumidero: una de 250 gpm para el efluente, dos de 3 000 gpm cada una para descargar agua de lluvia de poca intensidad y una de 6 500 gpm que sólo funcionaba cuando había lluvias muy intensas.

Las bombas verticales para sumidero, sean del tipo centrífugo con voluta o de turbina, son idóneas para mover líquidos desde un sumidero abierto o cerrado. Las bombas de voluta pueden tener capacidad desde unos cuantos hasta más de 2 000 gpm, con cargas típicas de 150 a 200 ft. Las bombas verticales de turbina con etapas múltiples tienen capacidad típica de 100 000 o más galones y presiones de descarga de 1 000 psig o mayores.

Estas se pueden accionar con un controlador de nivel con flotador que no deja funcionar la bomba si el nivel en el sumidero es muy bajo, pero sí la deja funcionar cuando sube. Las bombas verticales para sumidero requieren una inmersión mínima encima de la campana de succión para evitar que se formen vórtices. Además, se suele utilizar un colador (pichancha) para no succionar cuerpos extraños. Los sumideros se deben construir con un pozo más abajo que su fondo en el cual se coloque la bomba. En este caso, se vaciará el sumidero por completo, pero no el pozo.

Una bomba sumergible puede efectuar diversos servicios de transferencia de efluente. Puede funcionar en una amplia gama de niveles de líquido y están disponibles en capacidades de más de 2 000 gpm y cargas de

Resistencia de los materiales de las bombas a los productos químicos*

Material	Epoxi	Polipropileno	Cloruro de polivinilo Tipo 1	Nylon	Acero inoxidable 316	Acero inoxidable 304	Titanio	Buna N	Viton
Aceites combustibles	A	A	A	A	A	C	—	A	A
Aceites hidráulicos:									
Petróleo ¹	A	D	—	A	A	A	—	A	A
Sintéticos ¹	A	D	—	A	A	A	—	C	A
Acetaldehído	A	A	D	A	A	A	A	D	A
Acetona	A	A	D	A	A	A	A	D	D
Agua ácida de minas	A	A	A	A	A	A	—	A	A
Agua blanca (papel)	A	A	—	A	A	A	—	—	—
Agua de mar	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Ácido acético	A	A	A	D	A	B	B	C	C
Ácido acético glacial	—	A	D	A	A	B	B	D	D
Ácido cítrico	A	A	A	A	A	A	A	B	A
Ácido clorhídrico:									
Solución al 20% ⁴	A	C	A	D	D	D	C	B	A
Solución al 37% ⁴	A	C	A	D	D	D	C	A	A
Ácido cresílico	A	—	A	D	A	A	—	C	A
Ácido fluorhídrico:									
Solución al 20% ¹	A	A	D	D	D	D	D	C	A
Solución al 50% ^{1,2}	A	D	D	D	D	D	D	C	A
Solución al 75% ^{1,2}	A	D	D	D	D	D	D	D	B
Ácido fosfórico:									
Solución 10-40%	A	A	A	LI	A	B	B	C	A
Solución 40-100%	A	A	A	C	B	C	C	C	A
Ácido nítrico:									
Concentrado	D	D	D	A	D	D	A	D	D
Solución 5-10%	A	A	A	A	A	A	A	D	A
Solución al 20%	B	A	A	A	A	A	A	D	A
Solución al 50% ²	D	D	A	A	B	B	A	D	A
Ácido sulfúrico:									
Solución hasta 10%	A	A	A	D	C	D	A	C	A
Solución 10-75% ²	C	D	A	D	D	D	D	D	A
Ácido sulfuroso	A	A	A	D	A	C	A	C	A
Alcoholes:									
Butílico	A	B	A	A	A	A	—	A	A
Etilílico	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hexílico	A	—	—	A	A	A	—	A	A
Isopropílico	A	A	—	A	A	A	—	C	A
Metílico	A	A	A	A	A	A	B	A	A
Aluminato de sodio	A	—	—	—	A	—	B	A	A
Amoniaco anhidro	A	A	A	A	A	B	B	B	D
Amoniaco líquido	A	A	A	A	A	A	—	B	A
Benceno ²	A	D	D	A	A	A	A	D	A
Bisulfito de sodio	A	A	A	D	A	A	A	A	A
Bromo ²	D	D	D	D	D	D	A	D	A
Cal	A	—	A	—	A	A	A	—	—
Carbonato de calcio	—	—	A	—	A	A	A	A	A
Carbonato de sodio	A	A	A	A	B	B	B	A	A
Cianuro de potasio, solución	A	—	A	A	A	A	—	A	A
Cloro anhidro, líquido	C	D	D	D	D	D	B	C	A
Clorox (blanqueador)	A	D	A	D	A	A	—	C	A
Cloruro de aluminio (solución al 20%)	A	A	A	A	C	D	B	A	A
Cloruro de calcio	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de cobre	A	A	A	A	D	D	A	A	A
Cloruro férrico	A	A	A	D	D	D	A	A	A
Cloruro ferroso	A	A	A	D	D	D	A	B	A
Cloruro de sodio	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cresoles ²	A	D	D	—	A	A	—	C	A
Dióxido de azufre ²	A	D	D	D	A	A	A	C	A
Etilenglicol ⁴	A	D	A	A	A	A	—	A	A
Fenol (ácido carbólico)	C	A	A	D	A	A	B	D	A
Fluoruro de aluminio	A	A	A	A	C	—	A	A	—

Resistencia de los materiales de las bombas a los productos químicos* (continuación)

Material	Epoxi	Polipropileno	Cloruro de polivinilo Tipo 1	Nylon	Acero inoxidable 316	Acero inoxidable 304	Titanio	Buna N	Viton
Formaldehído	A	A	A	—	A	A	B	C	A
Fosfato de amonio:									
Dibásico	A		A	A	A	A		A	A
Monobásico	A		A	A	A	A	—	A	A
Tribásico	A	—	A	A	A	A		A	A
Gasolina ^{1,4}	A	D	D	A	A	A	—	A	A
Hidrocarburos aromáticos	A		D	—	A		—	D	A
Hidróxido de aluminio	A	—	A	A	A	A	—	A	A
Hidróxido de calcio	A	A	A	A	A	A	A	B	A
Hidróxido de magnesio	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido de potasio	A	A	A	A	B	B	B	B	A
Hidróxido de sodio:									
Solución a 20%	A	A	A	A	B	B	A	A	A
Solución a 50%	A	A	A	A	D	D	A	D	A
Solución a 80%	A	A	A	A	D	D	A	D	B
Hipoclorito de calcio	A	A	A	D	C	D	A	B	—
Hipoclorito de sodio ³									
Solución hasta 20%	C	D	A	A	C	C	A	C	A
Keroseno ² (petróleo diáfano)	A	D	A	A	A	A	—	A	A
Licor blanco (pulpa de papel)	A	A	A	A	A	A	—	—	—
Licores de sulfato	A	A			C	C			—
Lubricantes	A	A	A	A	A	A	—	A	A
Metafosfato de sodio ¹	A	D		A	A			A	—
Metasilicato de sodio	A		—	—	A	—	—		A
Nitrato de amonio	A	A			A	A	—	C	—
Nitrato férrico	A	A	A	—	A	A	—	A	A
Permanganato de potasio	A	A	A	D	B	B	A	A	A
Peróxido de hidrógeno	C	A	A	A	C	C	B	A	A
Polifosfato de sodio:									
Mono-, di-, tribásico	A	—			A	A	—	A	A
Silicato de sodio	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de aluminio	A	A	A	A	C	C	A	A	A
Sulfato de amonio	A	A	A	A	B	B	A	A	A
Sulfato de calcio	A	—	A	A	A	A	—	B	A
Sulfato de cobre, solución al 5%	A	A	A	D	A	A	A	A	A
Sulfato férrico	A	A	A	A	C	C	A	B	A
Sulfato ferroso	A	A	A	D	A	A	A	B	A
Sulfato de magnesio	A	A	A	A	B	B	A	A	A
Sulfato de sodio	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de zinc	A	A	A	A	B	B	A	A	A
Sulfuro de hidrógeno, solución acuosa	A	A	A	A	C	B	A	B	A
Trióxido de azufre, seco	A	—	—	—	C	—		C	A

*La especificación para estos materiales está basada sólo en su resistencia a los productos químicos. Hay que tener cuidado, al seleccionar la bomba, de determinar si el producto es abrasivo o viscoso. También hay que tener en cuenta la presión; la carga máxima de bombeo es de 12 psi. La clasificación de resistencia a los productos químicos es:

A = excelente; B = buena; C = aceptable; D = no se recomienda.

¹Cloruro de polivinilo: satisfactorio hasta 72°F.

²Polipropileno; satisfactorio hasta 72°F.

³Polipropileno; satisfactorio hasta 120°F.

⁴Buena N: satisfactorio para sellos anulares (anillos "O").

100 psig o más. Esta bomba tiene ciertas limitaciones de capacidad porque la bomba y el motor están dentro de una carcasa y se colocan en el fondo.

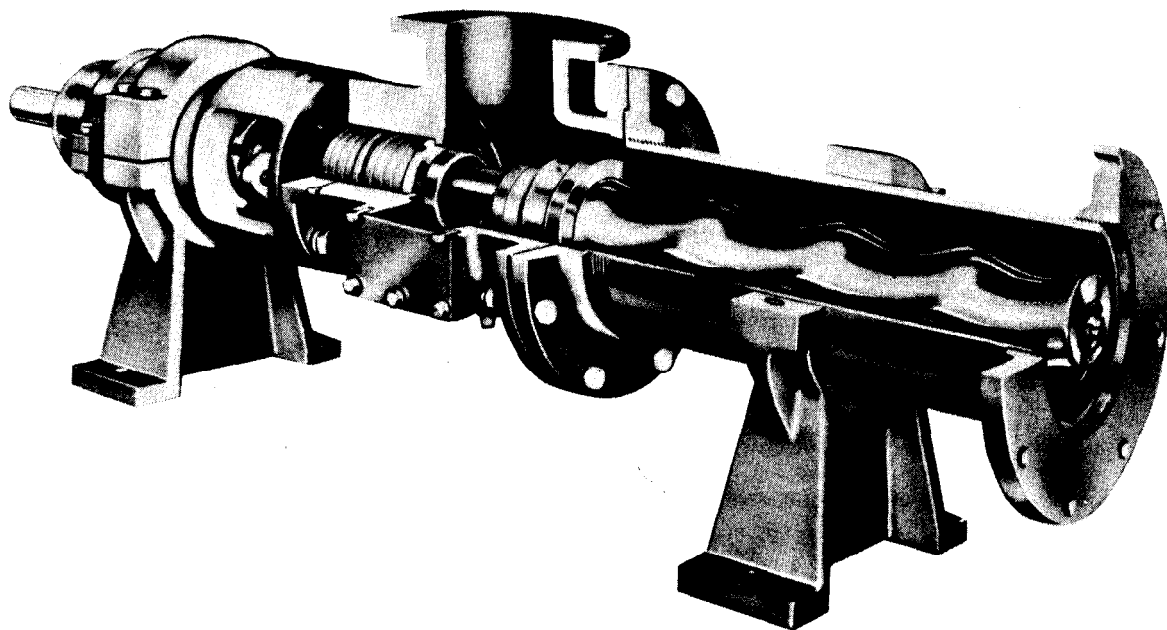
Las ventajas del tipo sumergible son que puede funcionar en seco durante cierto tiempo y puede bombear sólidos suspendidos grandes si tiene impulsor de tipo abierto. El mantenimiento es difícil porque hay que sacar toda la bomba. Trabaja bien en estanques con niveles de líquido muy variables e incluso puede desecar una fosa o un estanque.

Adición de productos químicos

En el tratamiento de aguas negras se requiere la adición de productos químicos para optimizarlos; los productos típicos son:

Ácido o base para ajuste del pH. Suelen ser ácidos sulfúrico o clorhídrico, hidróxido de sodio, carbonato de sodio o solución de cal.

Nutrientes para tratamiento biológico. Para satisfacer las necesidades de fósforo y nitrógeno orgánicos, se agregan



Robbins & Meyers, Inc.

Fig. 4 La más utilizada de las bombas rotatorias es la de tornillo que puede estar equipada con un triturador especial

ácido fosfórico, algún tipo de fosfato de sodio, amoníaco gaseoso o acuoso o soluciones de sal de amoníaco.

Coagulantes para control de sólidos suspendidos. Son típicos el aluminato de sodio, cloruro o sulfato de aluminio, y cloruros o sulfatos férricos o ferrosos. Estos productos forman flóculos en condiciones controladas y ayudan a la sedimentación por gravedad, flotación del aire disuelto y al espesamiento de lodos. También se utilizan en el

tratamiento de agua cruda y acondicionamiento de lodos.

Ayudas para la coagulación. Se pueden agregar diversos productos auxiliares para ayudar a los coagulantes primarios a formar los flóculos, como polímeros naturales o artificiales o metasilicato de sodio. También se utilizan los auxiliares en el tratamiento de agua cruda y acondicionamiento de lodos ya sea solos o combinados con los coagulantes primarios.

Diversos. Solución de cloro acuosa o hipoclorito de sodio o calcio para matar bacterias; metanol para desnitrificación y permanganato de potasio para la oxidación química, son otros tipos de adiciones químicas controladas en el tratamiento de aguas.

La adición de productos químicos, que también se utiliza para el control de procesos y servicios es una ciencia muy adelantada y en su aplicación se utilizan bombas de diafragma y de pistón.

Dado que la mayoría de las adiciones de productos químicos son en galones por hora, la bomba de diafragma es ideal para este servicio. El diafragma, por lo general, se acciona con un émbolo o una leva que empuja contra un líquido intermedio, que puede ser aceite a base de petróleo.

Las válvulas de retención en los extremos de succión y descarga permiten adiciones constantes. El control de la capacidad de descarga se establece con el ajuste de la columna de líquido hidráulico que se deriva de la cavidad para el diafragma. El ajuste de la carrera, de 0 a 100% se puede efectuar con la bomba en marcha con controles manual, electrónico o neumático. La capacidad de estas bombas es de unos cuantos hasta más de 2000 galones por hora y con presiones de descarga de 1000 psig o más.

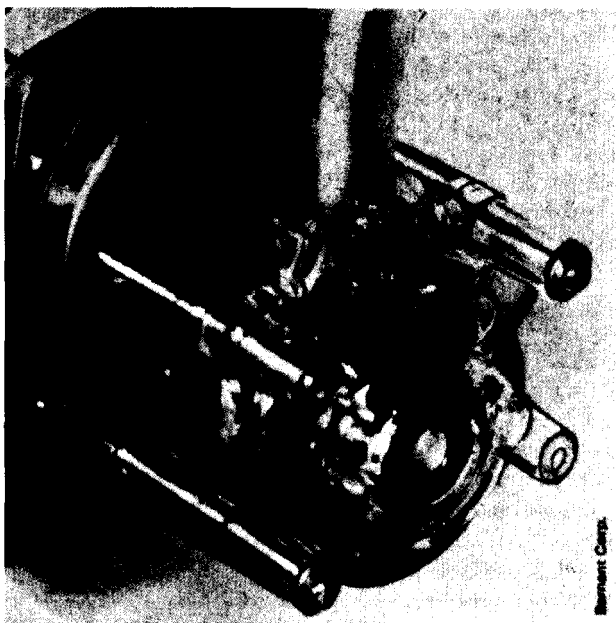


Fig. 5 En la bomba peristáltica se comprime el líquido por acción mecánica a lo largo del tubo

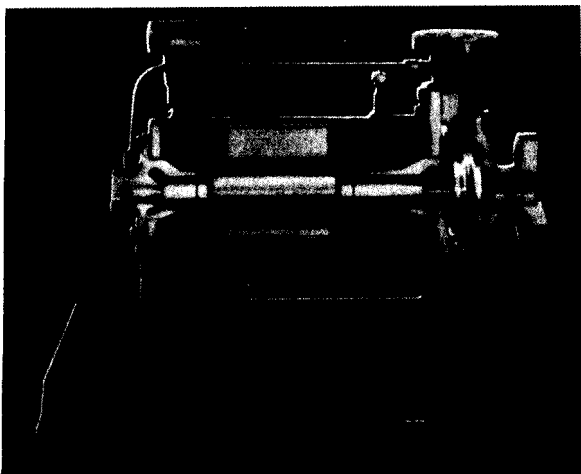


Fig. 6 La bomba de rotor enlatado no necesita sellos

Debido a que el flujo se lleva a cabo a pulsaciones por el movimiento del émbolo, la adición de productos químicos no es uniforme. Un modo de evitar este problema es utilizar dos o tres cabezas en la misma bomba para suavizar el flujo; éstas también aumentan el volumen de la adición.

Las bombas de diafragma pueden mover soluciones de polímeros de alta viscosidad y se encuentran en una variedad de materiales metálicos o plásticos. Estas bombas son muy confiables, si el líquido no tiene sólidos suspendidos. Cualquier mantenimiento es muy fácil. Esta bomba es el “caballo de batalla” en el tratamiento de aguas negras industriales, para adición de productos químicos.

Si se necesitan mayor capacidad o presiones más altas, se puede utilizar una bomba de pistón, que tiene casi las mismas características de descarga a pulsaciones que la de diafragma, pero el pistón está en contacto con el líquido. Se pueden utilizar cabezas múltiples y amortiguadores de pulsaciones para suavizar el flujo. Esta bomba se emplea mucho cuando hay que entregar grandes volúmenes de ácidos o bases para neutralización.

Otras bombas que se utilizan, a veces, para adición de productos químicos son las de rotor enlatado y las peristálticas. La primera es centrífuga, sellada, que no tiene fugas con capacidad de entrega en galones por minuto; la segunda es de muy baja capacidad que tiene un tubo flexible envuelto alrededor de una leva giratoria. Las bombas peristálticas son para laboratorio o planta piloto; las de rotor enlatado descargan grandes volúmenes de productos peligrosos o tóxicos.

Conducción de pastas aguadas y lodos

En el tratamiento de aguas negras se debe tener cuidado con las pastas aguadas y lodos. Los reglamentos

para los efluentes exigen reducir los sólidos suspendidos a una cantidad de 10-20 mg/l y a veces menos. El tratamiento biológico produce un licor mixto que se debe bombear para recircular los sólidos. Hay que digerir, espesar y desaguar el exceso de biomasa. La concentración típica de sólidos en estas corrientes es entre 0.5% y 15%.

El tratamiento químico-físico produce corrientes de pastas aguadas de diferentes composición química, contenido de sólidos, tamaño de partículas y abrasividad. Los lodos de las industrias petrolera y química orgánica se suelen procesar en la zona de tratamiento de aguas negras para eliminar el aceite.

Las industrias siderúrgicas y metalmecánicas producen pastas aguadas de composición muy variada. Incluso las centrales generadoras alimentadas con combustible fósil, con lavadores del humo para evitar la contaminación, tienen que manejar y eliminar grandes cantidades de pastas aguadas y lodos. La lista sería interminable, pues cada pasta o lodo es un poco diferente a los demás.

Ha sido común la aplicación incorrecta de bombas para pastas aguadas o lodos porque no se han investigado a fondo la composición química, tamaño de partículas, abrasividad y otros factores. Con frecuencia los líquidos son no newtonianos.

Las bombas rotatorias, en especial las de tornillo, se utilizan mucho para conducción de pastas aguadas o lodos; la acción de todas ellas es similar. Cuando giran los elementos de bombeo, se abren en el lado de entrada para producir un vacío que se llena con líquido que entra a presión atmosférica. Al seguir la rotación de los rotores se encierra el líquido entre los elementos de bombeo o entre los elementos y la carcasa. En este momento los rotores están a la presión de entrada hasta que se abre la parte encerrada hacia la cámara de salida.

Las partículas en suspensión no influyen en el funcionamiento de esta bomba. La regla general es que si el líquido puede entrar a los elementos de bombeo, también se lo podrá expulsar. Estas bombas son autocebantes con altura de aspiración hasta de 28 ft; producen un caudal de flujo uniforme y, por lo general, no se obstruyen. Las hay con capacidad de centenares de gpm y presiones de descarga hasta de 300-400 psig.

Aunque es común bombear pastas aguadas con 5 a 15% de sólidos, también se ha podido mover otras con 70% de sólidos. Las propiedades de la suspensión son las que más influyen en la velocidad de la bomba. Cuanto mayor sea el contenido de sólidos, más caballaje se requiere y menor será la velocidad. Sin embargo, la descarga por revolución del motor es constante con cualquier material. La abrasividad de la suspensión influye en la velocidad de la bomba y se tiene menor capacidad con materiales muy abrasivos. Se debe esperar más mantenimiento que en cualquiera de las bombas descritas.

Otras bombas para pastas aguadas son la rotatoria de engranes, pistón y diafragma. La rotatoria de engranes es similar a la de tornillo, excepto que se emplean engranes acoplados; puede bombear una gran cantidad de materiales como aceites, alquitrán, polímeros o cualquier líquido que no contenga sólidos duros.

Sistemas de muestreo

Un factor que a menudo se pasa por alto en el tratamiento de aguas negras es el muestreo continuo o intermitente de las corrientes, para control del funcionamiento o para informar de la calidad del efluente. Algunos aparatos muestreadores reciben líquido en forma continua de la corriente principal; otros toman una muestra cada cierto tiempo seleccionado. Si es posible, la forma más fácil de obtener una muestra representativa es con una pequeña corriente desviada de la descarga. Muchas veces hay que tomar las muestras en canales abiertos o alcantarillas, fosas, estanques o lagunas. En estos casos se necesita bombear hasta el aparato muestreador.

El tipo de bomba depende de la configuración del aparato de muestreo así como de las características de la corriente que se va a muestrear. El volumen de flujo al muestreador, los sólidos suspendidos, gases arrastrados, iones químicos en la solución y otros factores influyen en la selección de la bomba. En las instalaciones típicas se utilizan bombas centrífugas, diversos tipos de rotatorias, incluso peristálticas y de diafragma. Se debe estudiar cada caso y la selección de la bomba.

Referencias

1. "Controlled Volume Pumps and Systems," Milton Roy Co. brochures.
2. Edwards, James A., Pumps for Pollution Control, *Pollution Eng.*, Nov. 1974, p. 26.
3. Aieks, Tyler G., "Pump Selection and Application, BME," McGraw-Hill, New York (1957).
4. Karassik, Igor J., and Carter, Roy, "Centrifugal Pumps," McGraw-Hill, New York (1960).
5. Neerken, Richard F., Pump Selection for the Chemical Process Industria, *Chem. Eng.*, Feb. 18, 1974, p. 104.
6. "Progressive Cavity Pumps," Robbins & Myers, Inc., brochures.
7. "Standards of the Hydraulic Institute," Hydraulic Institute, New York (1947).

El autor



Jacoby A. Scher trabaja en Flour Engineers and Contractors, Inc., Box 35000, Houston, TX 77035, corno Ingeniero Ambiental Principal, Process Dept., en tratamiento de aguas negras, proyectos para las industrias petrolera, de gas natural, química y transformadora de carbón. Antes, trabajó como químico ambiental e ingeniero en tratamiento de aguas y control de contaminación atmosférica en otras industrias y como consultor. Tiene título de ingeniero químico de la Rice University y maestría en ingeniería ambiental de la University of Houston.

Funcionamiento de bombas de engranes y de tornillo en aplicaciones con polímeros

Se hace una comparación de estos dos tipos de bombas para tratar de familiarizar a los ingenieros de procesos de polímeros con los problemas especiales en el bombeo de líquidos de alta viscosidad.

James M. McKelvey, Washington University, St. Louis, Mo.

Urs Maire, Luwa Corp, Charlotte, N. C.

Fritz Haupt, Maag Gear Wheel Co., Zürich, Suiza.

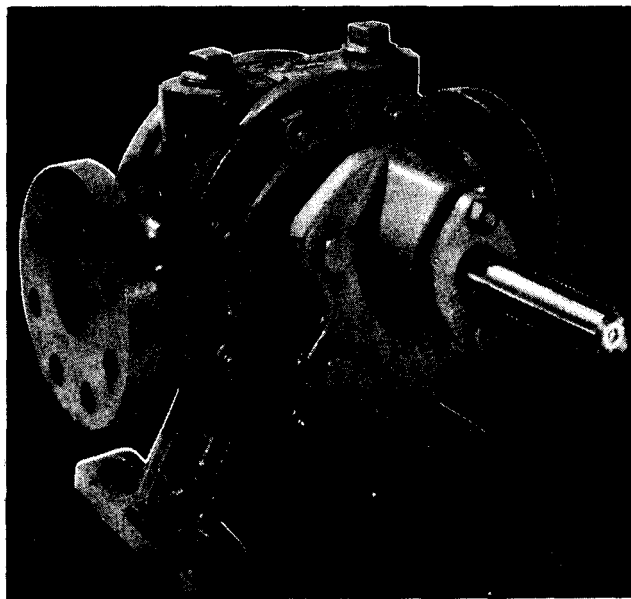
Muchas operaciones de procesamiento de polímeros incluyen bombear líquidos de alta viscosidad, por ejemplo, para extraer polímeros fundidos de los reactores de polimerización, y polímeros en fusión y en solución de las hileras para producir fibras. Las altas viscosidades crean problemas especiales que impiden el empleo de bombas convencionales.

Para procesamiento de polímeros se suelen utilizar dos tipos de bombas: de engranes y de tornillo. La primera es de desplazamiento positivo y la segunda depende de la fricción viscosa para la conducción del líquido.

En este artículo se describen con cierto detalle las relaciones de capacidad y las eficiencias de energía de ambos tipos de bombas. Las bombas de tornillo, diseñadas para máxima capacidad por revolución, tienen una eficiencia de energía de un 20 %, sin que importen las condiciones de funcionamiento y el tamaño de la bomba. Por contraste, la eficiencia de energía de la bomba de engranes está en función de la viscosidad del líquido, tamaño de la bomba y condiciones de funcionamiento; en general, disminuye cuando aumenta la viscosidad y aumenta cuando se incrementa la carga de presión. Según sean las condiciones específicas, puede ser mayor o menor que la de una bomba de tornillo de capacidad comparable.

El factor que limita la capacidad en ambos tipos de bombas puede ser el tamaño del orificio de entrada y la eficacia con la cual el líquido llena los espacios entre los dientes de los engranes o el canal del tornillo.

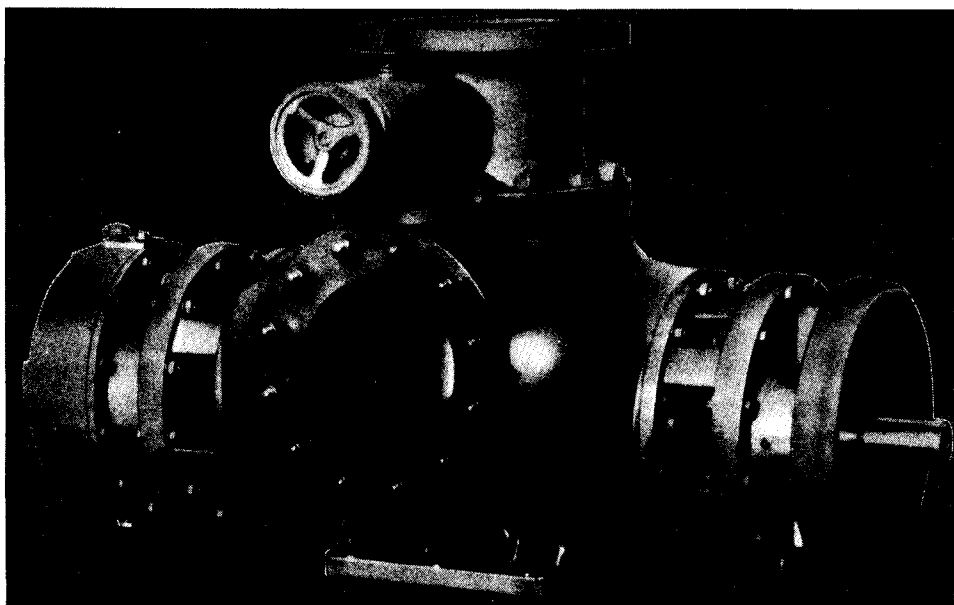
En las publicaciones técnicas aparecen muchos datos, teóricos y experimentales, del rendimiento de las bombas de tornillo. La información disponible de las bombas de engranes es principalmente para aplicacio-



nes con propulsión por líquido y aspectos del diseño mecánico, ninguno de los cuales es muy importante para el ingeniero de procesos de polímeros.

Se trata de establecer comparaciones entre las bombas de engranes y de tornillo para procesamiento de polímeros, de especial interés para el ingeniero de proceso, no para un diseñador de bombas o de sistemas de propulsión con líquido. Por ello, se recalcan los siguientes aspectos del funcionamiento de las bombas.

■ Eficiencia de energía, que determina el calentamiento a que se somete el material cuando pasa por la



bomba y, por ende, el grado en que la bomba desperdicia energía. Debido a las altas viscosidades y a que muchos compuestos poliméricos son sensibles a las temperaturas, la eficiencia de energía es una consideración importante.

■ Características de descarga, o sea la relación entre el volumen de bombeo y la presión de descarga y cómo las alteran la viscosidad del líquido, velocidad y dimensiones de la bomba.

■ Resistencia a cambios bruscos. En muchos procesos con polímeros es esencial que la fusión o la solución de ellos se entregue a un aparato formador con un volumen muy uniforme, sin que importen las variaciones en la temperatura del polímero fundido, presión y viscosidad del líquido que entra a la bomba o la resistencia al flujo corriente abajo de la bomba.

Mecanismos de las bombas

La figura 1 es una representación esquemática de los dos mecanismos para conducción de líquido. La bomba de desplazamiento positivo tiene un pistón y cilindro, y el gasto volumétrico se obtiene al multiplicar la superficie transversal del cilindro por la velocidad de avance del pistón. La presión P^* en el extremo del cilindro depende de la velocidad del pistón, la viscosidad del líquido y las dimensiones del tubo por el que circula el líquido.

El mecanismo por fricción viscosa incluye dos placas paralelas separadas por una distancia H . La placa inferior es fija y la superior se mueve a velocidad V constante hacia la derecha. El espacio entre las placas se llena con un líquido que se adhiere a ambas. En el extremo derecho, el fluido fluye por un tubo.

En la bomba por fricción viscosa el líquido que está en contacto con la placa superior se mueve hacia la derecha a la velocidad V , mientras que el líquido en contacto con la placa inferior está estacionario. Se supone que el flujo es laminar. Debido a la viscosidad, el líquido en movimiento produce una fuerza de arrastre en las capas contiguas. El resultado es que se conduce el líquido hacia la derecha.

En esta bomba el flujo es más complicado porque la presión P^* en la entrada a la tubería no sólo ocasiona que el líquido se mueva a la derecha en el tubo, sino que también produce flujo inverso hacia la izquierda. En el caso newtoniano isotérmico idealizado, el flujo por fricción o arrastre hacia la derecha produce el perfil 1 de velocidad lineal; el flujo a presión hacia la izquierda produce el perfil parabólico 2. El resultado de estos dos flujos produce el perfil 3.

Primero se debe hacer un somero estudio de las características de descarga de la bomba de desplazamiento positivo. Como se ilustra en la figura 2 el caudal volumétrico de bombeo Q es independiente de P^* y es directamente proporcional con la velocidad V . Se indican dos

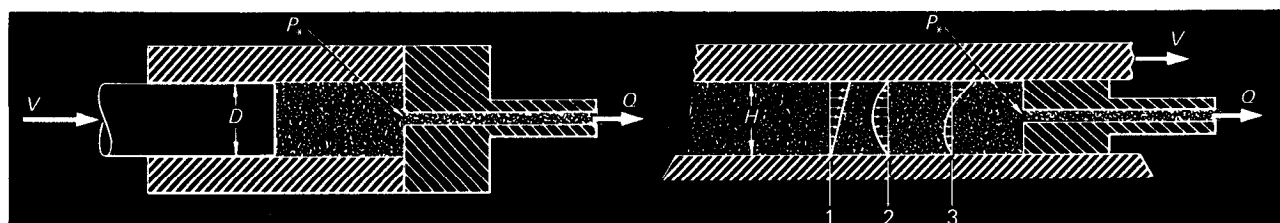


Fig. 1 Diagrama de una bomba de desplazamiento positivo (izquierda) y de arrastre por viscosidad (derecha)

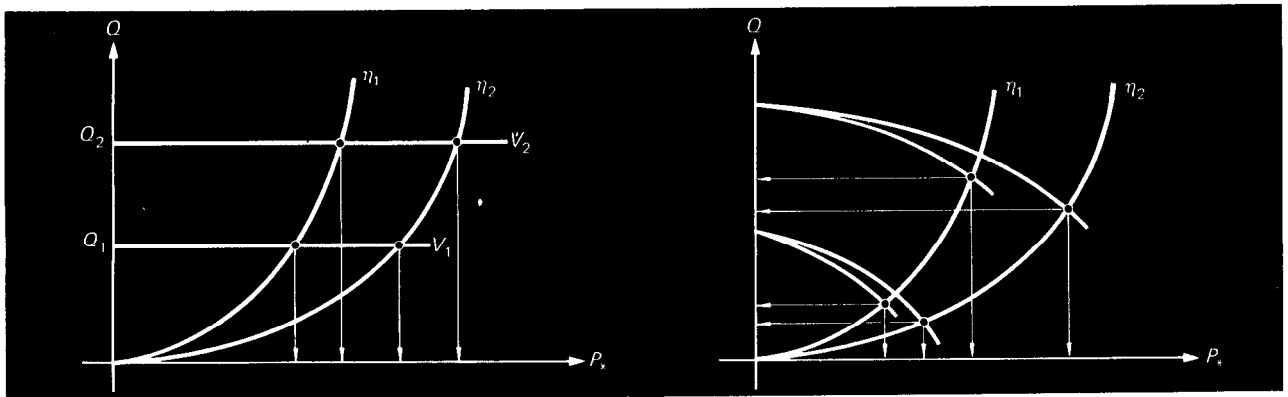


Fig. 2 Características de descarga de las bombas de desplazamiento positivo (izquierdo) y de arrastre viscoso (derecha)

características de la bomba con líneas horizontales, una a la velocidad V_1 y la otra a V_2 .

El funcionamiento de la bomba también depende de las características del flujo por el tubo de descarga. Un líquido no newtoniano genera una curva característica no lineal y convexa con relación al eje de presión, es decir, un aumento dado en la presión produce un aumento proporcional mayor en el gasto. Estas curvas también son muy sensibles a la viscosidad del líquido. Se indican dos características: una para viscosidad baja, η_1 y la otra para viscosidad alta, η_2 .

El punto de funcionamiento de la bomba es la intersección de la línea de característica de la bomba con la línea del tubo. En el diagrama se indican cuatro puntos y muestran cómo influyen los cambios en la velocidad y la viscosidad del líquido en la bomba de desplazamiento positivo.

En la figura 2 se presenta un diagrama similar para una bomba de tornillo o de arrastre por fricción. Las características del tubo son las mismas; las de la bomba difieren mucho. Se verá que para una velocidad dada, la característica de la bomba en vez de ser horizontal es cóncava con relación al eje de presión y, además, está en función de la viscosidad del líquido. Por ello, se deben mostrar dos características para cada velocidad: una para viscosidad η_1 y la otra para viscosidad η_2 . Los cuatro puntos de funcionamiento indican cómo influyen

la velocidad de la bomba y la viscosidad del líquido en su funcionamiento.

Capacidad de bombas y de las tuberías

La figura 3 es una representación esquemática de una bomba de tornillo. Consta de un cilindro o barril con un tornillo giratorio de paletas helicoidales. El mecanismo de arrastre por fricción ya citado, ocurre en el líquido contenido en el espacio anular.

La mayor parte de las bombas de tornillo (Fig. 3) son de tornillo sencillo, pero también se utilizan algunas de doble tornillo. Según sea su diseño, principalmente en la forma en que accionan las paletas, sus características se pueden parecer a las de la bomba de desplazamiento positivo o a las de arrastre por fricción. En general, las bombas de doble tornillo necesitan un propulsor más complicado. Por ello, a veces no son económicas en aplicaciones para bombeo de líquidos y es más probable que se empleen para mover mezclas de líquidos y sólidos.

En la figura 3 se muestran los principales parámetros de diseño. Incluyen la longitud L , el diámetro D , la profundidad H del canal y el ángulo de hélice θ . El rendimiento de la bomba depende de esos factores de diseño, de las variables de funcionamiento, principalmente la velocidad de rotación N del tornillo y las propiedades de flujo del material que se bombea.

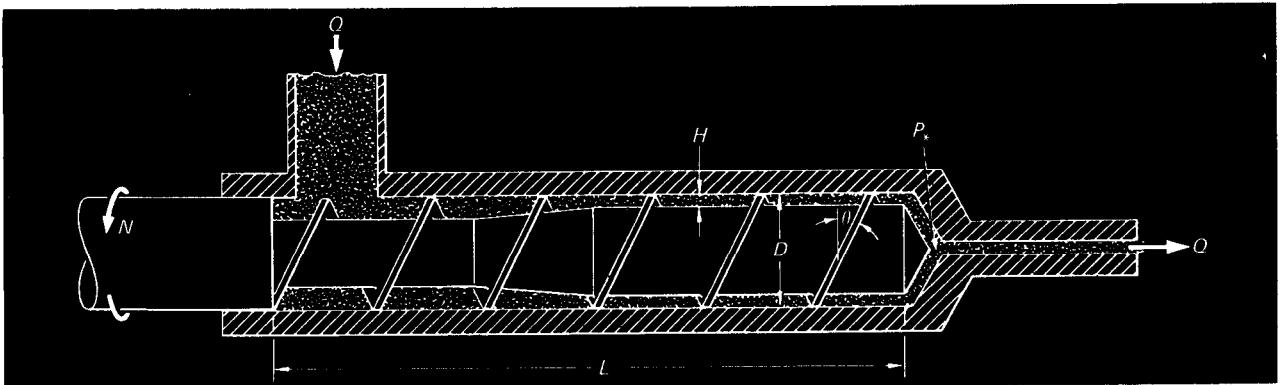


Fig. 3 El movimiento helicoidal típico de la bomba de tornillo

Notación

D	Diámetro del tornillo o engrane, in
H	Profundidad del canal en el tornillo, in
L	Longitud axial del tornillo, in
N	Frecuencia de rotación, rpm
P*	Presión de descarga de la bomba, psi
Q	Gasto volumétrico, in ³ /s
W	Anchura del engrane, in
X	Factor de escala, sin dimensiones
c	Calor específico, btu/(lb)(°F)
n	Índice de flujo de líquidos, sin dimensiones
p	Potencia total aplicada a la bomba, hp
p'	Potencia desperdiciada por la bomba, hp
α	Capacidad de bomba de engranes, in ³ /s
γ	Grado de corte, s ⁻¹
ε	Eficiencia de energía de la bomba, sin dimensiones
η	Viscosidad no newtoniana, (lb _f)(s)/in ²
θ	Angulo de hélice del tornillo, grados
μ	Viscosidad newtoniana, (lb _f)(s)/in ²

En las publicaciones técnicas aparecen amplios análisis aerodinámicos de las bombas de tornillo y la referencia 2 es una introducción a este tema. Aunque un análisis completo sería de gran complejidad pues incluiría un flujo tridimensional, no isotérmico, no newtoniano, es posible hacer algunas suposiciones para simplificarlo y producir un grupo de ecuaciones muy sencillas que dan una aproximación razonable para calcular el rendimiento de una bomba de tornillo.

La teoría simplificada de flujo indica que, dada una bomba de longitud **L** y diámetro **D**, hay un grupo de valores para **H** y **θ** que optimizarán la descarga por revolución; se requiere que el ángulo **θ** sea de 30° y que la profundidad **H** del canal se exprese con:

$$H = \left[\frac{24\mu QL}{\pi DP^*} \right]^{1/3} \quad (1)$$

En estas condiciones la descarga por revolución se expresa con:

$$\frac{Q}{N} = \frac{\sqrt{3}\pi^2 D^2 H}{12} \quad (2)$$

Para el caso especial en que la relación **L/D** del tornillo sea igual a 10, lo cual es un diseño razonable, el volumen de bombeo, obtenido al combinar las ecuaciones (1) y (2) se expresa con

$$\frac{Q}{N} = 14.86D^3 \sqrt{\frac{\mu N}{P^*}} \quad (3)$$

En la ecuación (3), la cantidad $(\mu N/P^*)$ está sin dimensiones y si el diámetro **D** está en pulgadas, entonces la descarga por revolución (Q/N) está en in³.

En la figura 3 aparecen datos interesantes de las bombas de tornillo. Primero, se indica que la capacidad de bombeo por revolución se incrementa cuando aumenta

la viscosidad, y se reduce cuando sube la presión. Es la consecuencia de mecanismo de arrastre por fricción en ellas y del hecho de que hay una componente de flujo a presión dirigido en sentido inverso. Asimismo, en la ecuación (3) se indica que cuando aumenta la velocidad, también aumenta la descarga por revolución. La capacidad es proporcional a la tercera potencia del diámetro, lo cual es una guía útil cuando se trata de aumentar los valores.

Las bombas de engranes (Fig. 5) constan de engranes acoplados alojados en una carcasa; cuando se impulsa un engrane, éste mueve el correlativo. El acoplamiento entre los dientes aísla el lado de descarga a alta presión del lado de succión a baja presión, y desplaza el líquido contenido en la cavidad opuesta, con lo cual se tiene la acción de desplazamiento positivo.

Si la frecuencia de rotación de los engranes es **N** y si **v** es el volumen total de líquido desplazado desde cada par de engranes durante una revolución, entonces, la capacidad se expresa con:

$$Q = 2vN \quad (4)$$

Al considerar los aspectos geométricos, se verá que el volumen desplazado aproximado se expresa con

$$v = \frac{\pi}{4} \left[D^2 - D_0^2 \right] W = \frac{\pi D^2 W}{4} \left[1 - \left(\frac{D_0}{D} \right)^2 \right] \quad (5)$$

en donde **W** = anchura del engrane. Las ecuaciones (4) y (5) producen

$$Q = \alpha N \quad (6)$$

en donde

$$\alpha = \frac{\pi D^2 W}{2} \left[1 - \left(\frac{D_0}{D} \right)^2 \right]$$

La ecuación (6) indica que la capacidad de la bomba, en teoría, es independiente de factores como la viscosidad, presión y velocidad de la bomba.

Esta ecuación también permite establecer las relaciones de aumento de capacidad en las bombas de engranes. Considérese, por ejemplo, un incremento geométrico en donde, si **X** representa el factor de escala, todas las dimensiones lineales de la bomba pequeña se aumentan por el factor **X**. Entonces:

$$\begin{aligned} D &= XD' \\ W &= XW' \\ D_0 &= XD'_0 \end{aligned} \quad (7)$$

en donde los valores con prima son para la bomba pequeña y los que no la tienen, para la bomba grande. Si se introducen estas relaciones en la ecuación (6) se tiene

$$\alpha = x^3 \alpha' \quad (8)$$

que muestra que la capacidad de las bombas de engranes aumentada en escala geométrica debe incrementarse

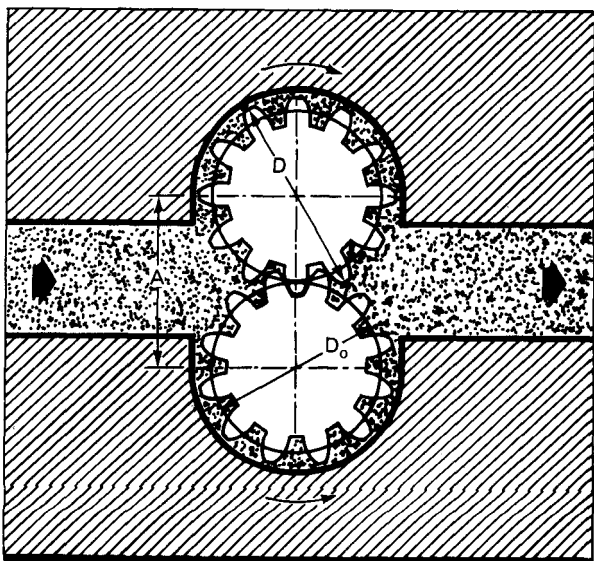


Fig. 4 Los dientes de engranes acoplan en la bomba de engranes

más o menos en proporción a la tercera potencia del factor de escala.

Ejemplo 1. Una instalación requiere la entrega de 20 000 lb/h de un líquido con densidad de 60 lb/ft³ y viscosidad de 5 000 poises contra una carga de 1 500 psi. Calcúlense: a) el tamaño de la bomba de tornillo y b) el tamaño de la bomba de engranes, que cumplan con los requisitos, en el supuesto de que cualquiera de ellas funcionará entre 60 y 180 rpm.

Si G es el volumen de bombeo en lb/h, entonces el flujo volumétrico Q expresado en in³ se expresa con

$$Q = \frac{17286}{3600p} = \frac{(1728)(20\,000)}{(3600)(60)} = 160 \text{ in}^3/\text{s} \quad (9)$$

En la bomba de tornillo se busca una relación entre el diámetro D y la velocidad N que cumpla con el flujo requerido de 160 in³/s. Se aplica la ecuación (3) escrita como

$$D = \left[\sqrt{\frac{P^*}{\mu}} \left(\frac{Q}{14.86} \right) \right]^{1/3} N^{-0.5} \quad (10)$$

$$D = 11.57N^{-0.5} \quad (11)$$

La ecuación (11) indica que la relación entre D y N se trazará como línea recta con una pendiente de -0.5 en papel logarítmico (Fig. 5).

La relación entre D y N se utiliza también en la bomba de engranes y los factores de diseño de ella son:

$$W = D$$

$$(D_0/D) = 0.90$$

Se aplica la ecuación (6) escrita como:

$$D = \sqrt[3]{\frac{320}{0.19\pi N}} \quad (12)$$

por tanto:

$$D = \frac{8.19}{\sqrt[3]{N}} \quad (13)$$

La ecuación (13) indica que la relación entre D y N producirá una línea recta en el papel logarítmico; en este caso, la pendiente es de -0.33.

En la figura 5 se ilustra también la curva de D versus N de la bomba de engranes. Con una gama de velocidad de 60 a 180 rpm, la capacidad requerida se puede lograr mejor con una bomba de diámetro pequeño en vez de con una de tornillo.

La elección de una velocidad de funcionamiento para cualquier tipo de bomba no es arbitraria. Aunque una bomba pequeña que trabaje a alta velocidad puede dar la capacidad requerida, es posible que el orificio de entrada sea demasiado pequeño y no permita la entrada de la cantidad necesaria del líquido. En la práctica, con líquidos muy viscosos, el volumen que pasa por el orificio de entrada puede ser lo que limite la capacidad de la bomba.

Al analizar el paso del líquido por el orificio de entrada, se debe tener en consideración la naturaleza no newtoniana de los polímeros fundidos y en solución. En el supuesto de que el líquido esté de acuerdo con la ley de la potencia, entonces su viscosidad η , está relacionada con el grado de corte $\dot{\gamma}$, mediante:

$$\eta = \eta^0 \left(\frac{\dot{\gamma}}{\dot{\gamma}^0} \right)^{n-1} \quad (14)$$

en donde η^0 es la viscosidad en el estado normal, caracterizada por el grado de corte $\dot{\gamma}^0$ normal; el exponente n es el índice de flujo del líquido; la cantidad de desviación de n de la unidad es la medida de cuán no newtoniano es el líquido.

El gasto volumétrico Q aproximado de ese líquido en un tubo cónico con longitud L con una presión ΔP se indica con

$$Q = \frac{n\pi R_0^3 \dot{\gamma}^0}{3n+1} \left[\frac{R_0 F}{2\eta^0 \dot{\gamma}^0} \left(\frac{\Delta P}{L} + \rho \right) \right]^{1/n} \quad (15)$$

en donde

$$F = \frac{3n(\beta-1)}{\beta(\beta^{3n}-1)} \quad (16)$$

$$\beta = \frac{R_0}{R^*} \quad (17)$$

R_0 = radio del tubo en la parte superior

R^* = radio del tubo en la parte inferior

ρ = densidad del líquido

En el caso especial en que el tubo no sea cónico, es decir, cuando $\beta = 1$, la función $F = 1$; y la ecuación (15) Se reduce a la conocida relación para flujo de fluidos en tubos rectos.

Ejemplo 2. La alimentación de líquido a una bomba debe ser con un tubo que tenga una altura de 19.7 in a

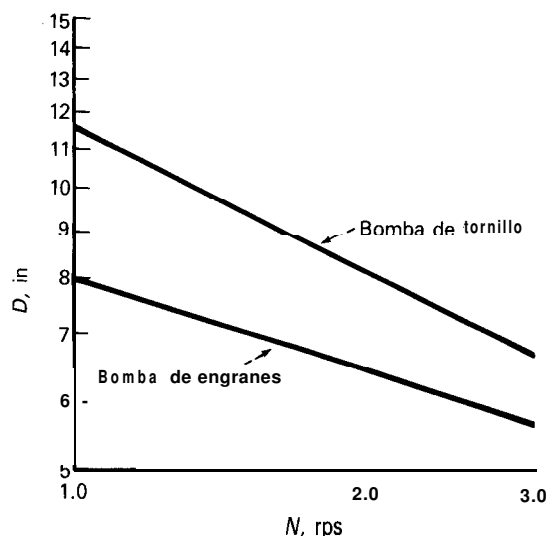


Fig. 5 Relación entre diámetro y velocidad

un volumen de 5 000 lb/h (38.46 in³/s). El líquido tiene las siguientes propiedades:

$$\begin{aligned}\eta^0 &= 10,000 \text{ p (a } \gamma^0 = 1 \text{ s}^{-1}) = 0.145 \text{ (lb}_f\text{)(s)/in}^2 \\ n &= 0.60 \\ \rho &= 1.00 \text{ g/cm}^3 = 62.4 \text{ lb/ft}^3\end{aligned}$$

Calcúlese el diámetro requerido en el tubo de alimentación para los siguientes casos:

- tubo recto con alimentación por gravedad
- tubo recto con $AP = 7.35$ psi
- tubo cónico ($\beta = 8$) con alimentación por gravedad
- tubo cónico ($\beta = 8$) con $AP = 7.35$ psi

Los cálculos están basados en la ecuación (15). Para el tubo recto, $F = 1.00$. Para el tubo cónico con $\beta = 8$, la ecuación (II) da $F = 0.0382$. Se obtienen los siguientes resultados:

Caso	β	F	ΔP (psi)	R_0 (in)	R^* (in)
a	1	1	0	5.01	5.01
b	1	1	7.35	2.10	2.10
c	8	0.0382	0	16.09	2.01
d	8	0.0382	7.35	6.76	0.84

Este ejemplo demuestra los beneficios de utilizar tubo cónico y fuerza de presión positiva. En el caso d) en el que prevalecen estas condiciones, un orificio de entrada de 0.087 in de radio permitirá el volumen de 5 000 lb/h, mientras que en el caso a) se necesita un orificio de 4.96 in de radio.

Requisitos de potencia

La cantidad de trabajo útil de cualquier bomba es el producto del gasto volumétrico Q y la carga de presión P^* contra la cual trabaja. Entonces, si p representa la entrada total de potencia mecánica a la bomba, entonces la eficiencia de energía ϵ es:

$$\epsilon = \frac{QP^*}{p} \quad (18)$$

La potencia desperdiciada es $(1-\epsilon)/p$ y se considera como el calor aplicado al líquido cuando pasa por la bomba.

Ejemplo 3. Una bomba con una eficiencia de energía ϵ mueve un líquido con densidad de 0.0361 lb/in³ y calor específico de 0.5 Btu/(lb)(°F) contra una carga de 1 500 psi. ¿Cuál es el aumento de temperatura del líquido si las pérdidas de calor de la bomba son insignificantes?

Si E_1 representa la energía aplicada al líquido desde la bomba, entonces:

$$E_1 = (1 - \epsilon)p = \left(\frac{1 - \epsilon}{\epsilon}\right)QP^*$$

Cuando Q se expresa en in³/s y P^* en psi, entonces E_1 tiene unidades de (lb_f)(in)/s. Se utiliza el factor de conversión 1.07×10^{-4} btu/(in)(lb_f) para convertir E_1 a unidades térmicas:

$$E_1 = 1.07 \times 10^{-4} \left(\frac{1 - \epsilon}{\epsilon}\right)QP^*$$

Si E_2 representa la cantidad de absorción de calor por el líquido, entonces:

$$E_2 = \rho CQ\Delta T$$

En el caso en que no haya pérdidas de calor en la bomba, o sea cuando haya aumento máximo de temperatura.

$$E_1 = E_2$$

$$AT = 1.07 \times 10^{-4} \left(\frac{1 - \epsilon}{\epsilon}\right) \left(\frac{P^*}{\rho C}\right)$$

$$AT = 35.6^\circ\text{F}$$

En las publicaciones³ se ha indicado que en una bomba de tornillo con la profundidad de canal H dada por la ecuación (1) y con ángulo de hélice $\theta = 30^\circ$, la descarga por revolución será máxima y tendrá una eficiencia de energía de 0.20, independiente de la viscosidad del líquido y de la velocidad del tornillo. Este resultado se basa en un análisis simplificado en que se supone que el flujo es newtoniano y sólo se debe tomar como aproximación de primer orden.

La magnitud del efecto del calentamiento en las bombas de tornillo se puede ver en el ejemplo 3. Por supuesto, si la carga de presión es mayor a la señalada, no se puede pasar por alto el efecto del calentamiento. Salvo que se tenga suficiente enfriamiento por transferencia, el aumento de temperatura será importante.

En el análisis de los requisitos de energía para las bombas de engranes es conveniente desglosar el requisito total en dos partes como se indica con:

$$p = p' + QP^* \quad (19)$$

en donde p' representa la potencia desperdiciada como calor. Al combinar las ecuaciones (18) y (19) la eficiencia de energía de cualquier bomba de engranes se puede escribir como:

$$\epsilon = \frac{QP^*}{p' + QP^*} \quad (20)$$

No es posible derivar una expresión teórica de p' que sea útil para este análisis. Se sabe, en general, que en una bomba dada, la potencia disipada será mayor cuando aumenten la velocidad N , la viscosidad μ y el diámetro D de la bomba. Entonces, una expresión empírica para p' se puede escribir como:

$$p' = KN^A \mu^B D_0^C \quad (21)$$

en donde habrá que determinar, con experimentos, el coeficiente K y los exponentes A , B y C .

Se han hecho mediciones experimentales de la potencia en una serie de bombas de engranes comerciales*, en una serie de tamaños, velocidad de funcionamiento y viscosidades. Con esos datos, se han obtenido los siguientes valores para los coeficientes y exponentes de la ecuación (18):

$$K = 38.6 \times 10^{-4}$$

$$A = 1.2$$

$$B = 0.62$$

$$C = 2.67$$

En la ecuación (21) si N se expresa en rpm, D_0 en pulgadas y μ en $(\text{lb}_f)(\text{s})/\text{in}^2$, los valores de p' serán en caballos de fuerza (hp).

*Las bombas Vacorex® utilizadas en las pruebas las construyeron Maag Gear Wheel Co. y Luwa AG, de Zürich, Suiza. En Estados Unidos las vende Luwa Corp., Charlotte, N. C.

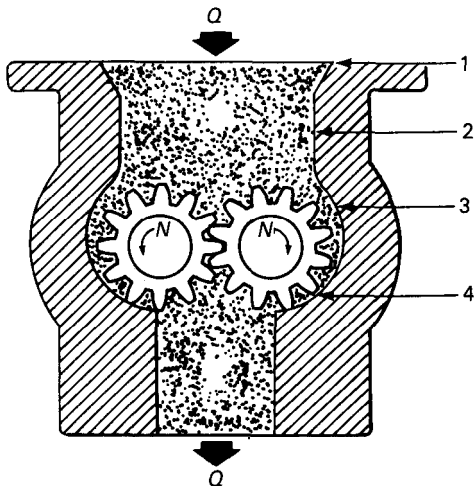


Fig. 6 Diseño especial de orificios de entrada en una bomba experimental

Se verá por las ecuaciones (20) y (21) que la eficiencia de la bomba de engranes se reduce cuando aumenta la viscosidad. Como la eficiencia de las bombas de tornillo es independiente de la viscosidad, cabe esperar que se prefieran las de engranes para líquidos de baja viscosidad y las de tornillo para los de alta viscosidad; pero, no es posible hacer generalizaciones tan amplias. Se sabe que la eficiencia de una bomba de tornillo será del 20% y que es independiente del tamaño y las condiciones de funcionamiento.

Ejemplo 4. Este ejemplo considera una aplicación en que se bombea un líquido con densidad de 62.4 lb/ft³ y viscosidad de 10 000 poises $[0.145 \text{ lb}_f (\text{s})/\text{in}^2]$ contra una carga de 1 500 psi a razón de 6 500 lb/h. El problema es establecer los tamaños de la bomba de engranes y la de tornillo que cumplan con los requisitos de funcionamiento siguientes:

Capacidad requerida de bombeo	6 500 lb/h ($Q = 50 \text{ in}^3/\text{s}$)
Carga de presión	1 500 psi
Viscosidad	10 000 poises
Presión en orificio de entrada	1.5 psi
Densidad del líquido	62.4 lb/ft ³ ($P = 0.0361 \text{ lb}/\text{in}^3$)

Primero se necesita determinar el diámetro D^* del orificio de entrada con suficiente capacidad para manejar el caudal requerido. En el supuesto de que el líquido sea newtoniano, ($n = 1$) y que el tubo de entrada sea recto ($F = 1$), la ecuación (15) se reduce a:

$$D^* = 2R^* = 2 \left[\frac{8\mu Q}{\pi(\Delta P/L + \rho)} \right]^{1/4} \quad (22)$$

Con esta ecuación se encuentra que el diámetro requerido para el orificio es de 3.1 in.

Ahora se determinan el tamaño y potencia requerida para una bomba de tornillo y primero se estudia la posibilidad de utilizar una bomba de 4 in de diámetro. La pregunta es ¿con este diámetro, qué velocidad del tornillo se necesita para lograr la capacidad? La ecuación (3) se puede reorganizar para dar la siguiente expresión explícita para la velocidad, N

$$N = \frac{1}{6.04D^2} \left[\frac{Q^2 P^*}{\mu} \right]^{1/3} \quad (23)$$

La ecuación (23) indica que en una bomba de 4 in de diámetro, se necesita una velocidad de 46 rpm y, en una de 5 in, sería 120 rpm.

Para calcular la potencia necesaria para la bomba de tornillo, se determina primero la potencia QP^* para el trabajo real:

$$QP^* = (50)(1\,500) = 75\,000 (\text{in})(\text{lb})/\text{s} (11.4 \text{ hp})$$

Si se tiene en cuenta que la eficiencia de energía es de 0.2, la potencia total requerida para esa bomba se da con:

$$p = \frac{QP^*}{\epsilon} = \frac{11.4}{0.20} = 57 \text{ hp}$$

Se debe tener en cuenta que la potencia calculada de 57 hp no tiene en cuenta las pérdidas mecánicas en los reductores de engranes y otros mecanismos de la bomba, **sino** que es la potencia real que se debe aplicar en el árbol.

El siguiente paso es establecer el tamaño y potencia de una bomba de engranes para el rendimiento necesario. Se supone que la bomba tendrá las siguientes características de diseño:

$$W = D; \quad \left(\frac{D_0}{D}\right) = 0.9$$

De acuerdo con la ecuación (6):

$$N = \frac{2Q}{\pi D^3 [1 - (D_0/D)^2]}$$

Para la bomba de engranes de 4 in se verá que se necesita una velocidad de 157 y para la bomba de 5 in se necesitan 80 rpm; ésta es la mejor elección. Si $D = 5$ in entonces $D_0 = 4.5$ y la potencia requerida se calcula con la ecuación (21) y los parámetros antes mencionados por las bombas Vacorex. Por tanto

$$\begin{aligned} p' &= 38.6 \times 10^{-4} (0.145)^{0.62} (80)^{1.2} (4.5)^{2.67} \\ &= 12.4 \text{ hp} \end{aligned}$$

La potencia disipada es 12.4 hp, por lo que la eficiencia de energía de la bomba se expresa con

$$\epsilon = \frac{QP^*}{QP^* + p'} = \frac{11.4}{11.4 + 12.4} = 0.48$$

Diseño y funcionamiento del orificio de entrada

En el procesamiento de polímeros, la fuerza de la gravedad a veces es inadecuada para que las cavidades entre dientes de las bombas de engranes se llenen por completo con el líquido; si ocurre, la bomba trabajará con poco líquido. Esto es más probable a altas velocidades y con baja presión en el lado de entrada.

En las bombas de tornillo se encuentra un problema semejante. Como se ilustra en la figura 3, se acostumbra que el canal para el tornillo sea más profundo en la zona del orificio de entrada que en el frente del tornillo. Se puede utilizar un diseño más o menos similar en las bombas de engranes (Fig. 6). El lado de entrada en la carcasa se construye para obtener un efecto de compresión. Las cuatro flechas indican la ubicación de las salidas de presión.

En la figura 7 se ilustra el resultado de las mediciones de presión en cuatro lugares en la bomba experimental. Se hicieron a 3 velocidades con líquido con viscosidad de 20 000 poises. La presión absoluta en el lado de succión fue de 200 mm Hg en todas las mediciones.

Obsérvese primero la ligera disminución en la presión entre las posiciones 1 y 2. Esta pequeña carga produce una fuerza de impulsión que ayuda al flujo por grave-

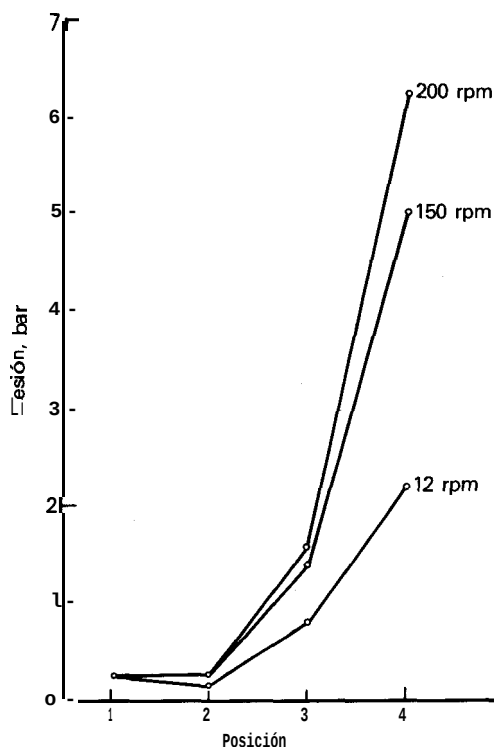


Fig. 7 Elevación de presión en el orificio de entrada de la bomba experimental con líquido de viscosidad de 20 000 poises

dad del líquido hasta los engranes. Entre las posiciones 2 y 3 se ven los efectos de la compresión y entre las posiciones 3 y 4 el efecto de la compresión es muy pronunciado. A una velocidad de 200 rpm, se produce una presión de alrededor de 5 atm en la posición 4 en donde la holgura entre la punta de los dientes y la carcasa es acero. A partir de este momento, la bomba funciona con desplazamiento constante.

En la figura 8 se indica el volumen de descarga según la velocidad en la bomba experimental al funcionar con líquido de viscosidad de 25 000 a 30 000 poises. La línea superior indica la descarga teórica. Cuando la entrada está a presión atmosférica, sólo hay una pequeña desviación de la descarga teórica en toda la gama de velocidad hasta llegar a 120 rpm. La reducción de la presión de entrada a 200 mm Hg sólo produce una pequeña reducción en la descarga. Sólo cuando se reduce todavía más la presión, hasta el grado en que el líquido hierve y forma espuma (15 mm Hg), ocurren pérdidas importantes en la descarga.

Las curvas de la figura 9 indican la importancia de la compresión en la entrada. Se repitieron los experimentos de la figura 8 con la configuración del orificio de entrada, de la figura 4. Con presiones en la entrada inferior a la atmosférica, la eficiencia volumétrica de una bomba que no tenga capacidad para compresión en el lado de succión se vuelve muy baja.

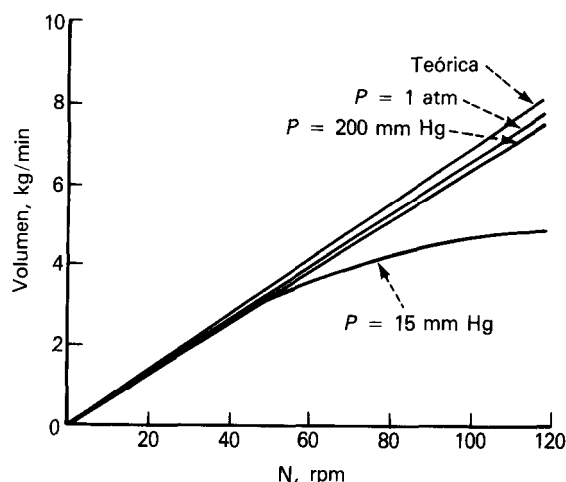


Fig. 8 Volumen de bombeo versus velocidad en la bomba experimental con compresión en el orificio de entrada

Otras consideraciones en el diseño

Hay que tener en cuenta que cuando las bombas de tornillo funcionan con líquidos muy viscosos, tienen capacidad casi ilimitada para aumentar la presión; las presiones mayores de 10 000 psi no ofrecen problemas muy serios para el diseño mecánico. Aparte de tener un cilindro y cabeza de suficiente resistencia física, la principal limitación está en la capacidad y duración del cojinete de empuje.

En las bombas de engranes la situación es un poco diferente. Con altas presiones de descarga, el eje de los engranes se puede desviar de la configuración rectilínea y producir mal funcionamiento. La presión de descarga

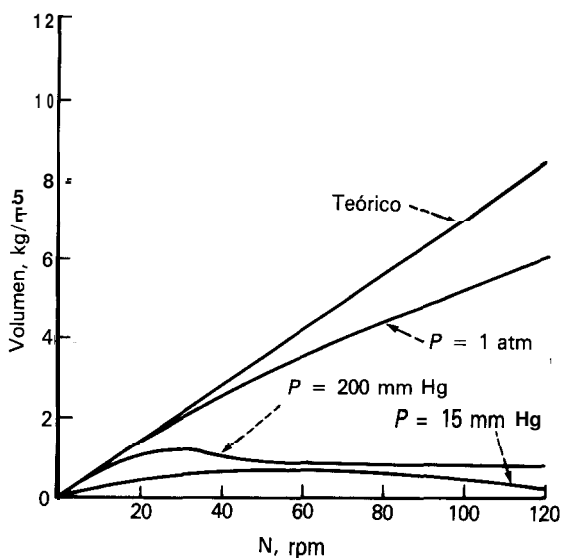


Fig. 9 Volumen de bombeo versus velocidad en la bomba experimental sin compresión en el orificio de entrada

está limitada además por la carga permisible en los cojinetes. Estos son los factores primarios que limitan la anchura de los engranes.

Una característica mecánica específica en las bombas de engranes es la tolerancia tan precisa para el ajuste entre las caras de los engranes y los lados de la carcasa. En otra forma, las fugas por este espacio producirán severas reducciones en la eficiencia volumétrica. Sin embargo, con los métodos modernos de manufactura esas tolerancias no constituyen un problema especial y las bombas de engranes funcionan con elevada eficiencia volumétrica. Se logra todavía mayor precisión en la manufactura de bombas para aceite de alta presión y alta velocidad.

Otro aspecto importante en las bombas de engranes es la lubricación de los cojinetes sin contaminar el líquido de proceso.

Al comparar las bombas de engranes con las de tornillo, también se debe tener en cuenta el tamaño. La bomba de engranes es muy compacta, que suele ser una ventaja para la distribución física del equipo. Además, la superficie del cilindro o barril de la bomba de engranes facilita el calentamiento y enfriamiento generales por transferencia de calor, y se podría considerar como un aparato para transferencia de calor adecuado para líquidos muy viscosos. Aunque también se pueden obtener cierto calentamiento y enfriamiento en una bomba de engranes con camisas, el corto tiempo de permanencia en ella y la superficie limitada que está en contacto con el líquido, limitan el calentamiento o el enfriamiento que se pueden producir.

Otra característica mecánica de las bombas de engranes que se debe tener en cuenta son las pulsaciones. Dado que son de desplazamiento positivo, no tienen cambios bruscos mientras no cambie la eficiencia volumétrica que depende de las condiciones en el orificio de alimentación como se describió. Sin embargo, el acoplamiento entre los dientes de engranes produce un cambio periódico en el volumen en la cavidad de salida. Si el engrane tiene 12 dientes y gira a N rpm, habrá $24N$ pulsaciones por minuto. A las velocidades normales, habrá 10 o 12 pulsaciones por segundo. Debido a la gran capacidad del sistema corriente abajo y la naturaleza viscoelástica de los líquidos que se bombean, se reduce la magnitud de los impulsos de presión y no suelen ser serios en el procesamiento de polímeros.

Las bombas de tornillo también pueden tener pulsaciones. Con un tornillo sencillo, la frecuencia de las pulsaciones es igual a la frecuencia de rotación del mismo y no suelen ser motivo de preocupación. En las bombas de engranes, se puede reducir su magnitud con el empleo de engranes helicoidales en vez de dientes rectos. Otra ventaja de los engranes helicoidales es que se limpian por sí mismos en la raíz de los dientes, por la mínima holgura en el fondo, aunque también tienen algunas desventajas. Por ejemplo, la hélice produce empuje axial en los engranes.

Asimismo, hay que recordar que, para algunos materiales, en especial los que pueden producir reacciones químicas, el tiempo de permanencia en la bomba puede ser un factor importante. En las bombas de engranes y en las de tornillo habrá una distribución de los tiempos

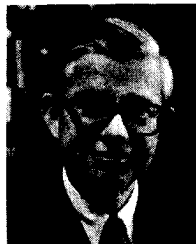
de permanencia y algunas fracciones del líquido tardarán más que otras en avanzar a lo largo de la bomba.

Si se tiene en consideración el tiempo de permanencia que se puede calcular al dividir el volumen total libre de la bomba, desde el orificio de entrada hasta la descarga, entre el gasto volumétrico, se verá que el tiempo de permanencia en las bombas de tornillo es mayor que en las de engranes en alrededor de un orden de magnitud. La diferencia puede ser un beneficio o un perjuicio, según sea la aplicación específica de la bomba.

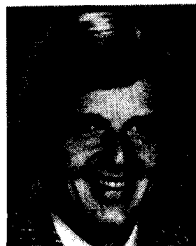
Referencias

1. Tadmor, Z., and Klein, I., "Plasticating Extrusion," Van Nostrand Reinhold co., 1970.
2. McKelvey, J.M., "Polymer Processing," Chap. 10, John Wiley & Sons, 1962.
3. Ibid, p. 254.

Los autores



John M. McKelvey es catedrático de ingeniería química y director de la Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas en Washington University, St. Louis, Mo. Ha tenido vasta experiencia como consultor en la tecnología de polímeros y ha publicado un libro acerca de ese tema.



Urs Maire es ingeniero de ventas de Luwa Corp. Antes fue ingeniero de proyectos y procesos especializados en polímeros en Luwa Corp. y en Luwa AG. Tiene título de ingeniero mecánico por la Universidad de Lucerna, Suiza.

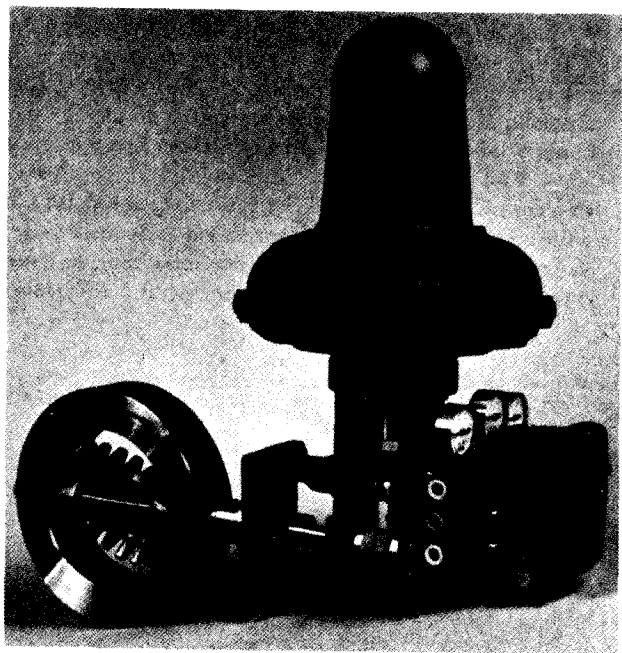


Fritz Haupt es gerente técnico de la división de bombas de Maag Gear Wheel Co., Zürich, Suiza. Es ingeniero mecánico con gran experiencia en el diseño de engranes y acoplamiento para trabajo pesado. Después de algunos años, fue designado jefe del departamento de investigación y desarrollo de las bombas Maag.

Válvula de control versus bomba de velocidad variable

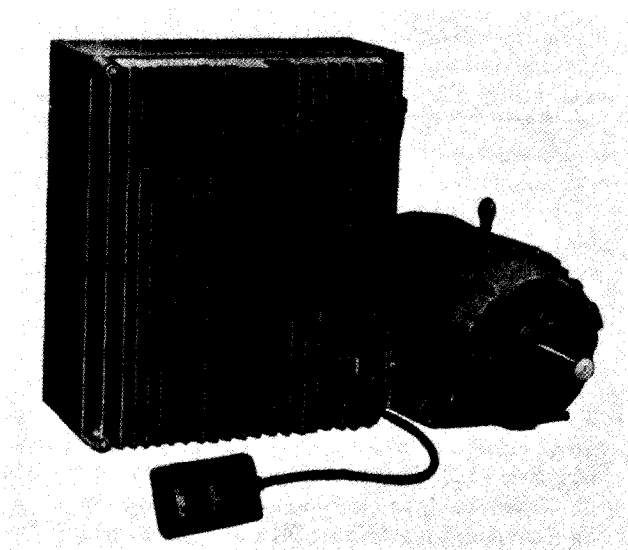
En ciertas condiciones de operación, la válvula de control todavía tiene ventaja económica sobre la bomba de velocidad variable. En este artículo se presentan estas condiciones para seleccionar entre los dos sistemas.

Hans D. Baumann, H. D. Baumann Associates, Inc.



La electricidad para bombear los líquidos es un importante factor del consumo de energía en las plantas de procesos químicos. Esto ha dado pábulo a recomendaciones de que las válvulas de control y las bombas con motor de velocidad constante para regular el flujo o la presión se sustituyan por bombas con velocidad va-

Este artículo está basado en un trabajo presentado antes de publicarlo en Texas A & M University 1981, Instrumentation Symposium for the Process Industry.



riable. Se arguye para este cambio que la pérdida de carga ocasionada por la válvula de control desperdiciará energía.

La caída de presión en la válvula puede ser menor

Se ha aceptado que una válvula de control debe reducir más de 1/3 parte de la presión de salida de una bomba con el máximo caudal de diseño.' Esa selección de bomba y válvula resulta un desperdicio. Cabe esperar que se haya persuadido a los ingenieros de instrumentos de asignar una menor caída de presión a las válvulas de control y permitir que los ingenieros de proceso, a su vez, seleccionen una bomba que tenga requisitos de carga bastante menores.*

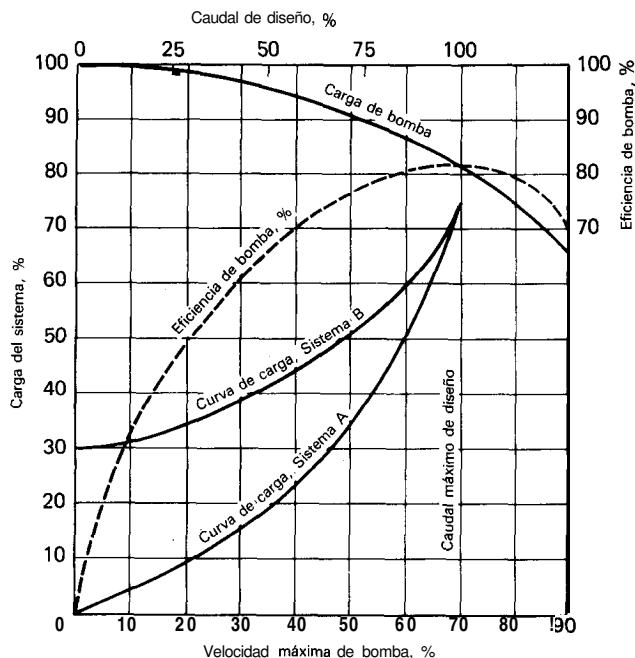


Fig. 1 Características hidráulicas típicas de sistema con bomba de una velocidad, con y sin carga estática

Características hidráulicas de los sistemas de bombeo

En la figura 1 se representan las características hidráulicas típicas de una bomba centrífuga de una veloci-

dad en dos sistemas diferentes de proceso. En el Sistema A, la presión de salida de la bomba varía al cuadrado del volumen debido a la resistencia de los tubos y los accesorios; no interviene la presión estática como la ocasionada por un cambio en la altitud o en la contrapresión en el tanque. En el Sistema B, una presión constante en el sistema equivale al 30% de la carga máxima de la bomba; desde ese momento, la carga requerida en la bomba aumenta al cuadrado del volumen de flujo.

Se supone que, con el volumen máximo de flujo de diseño, las bombas seleccionadas funcionan cerca del punto de máxima eficiencia indicado en la figura 1. Las cargas de elevación de la bomba disminuyen cuando se aumenta el volumen de flujo, de acuerdo con la característica de las bombas centrífugas.

Por supuesto, la caída de presión que aceptan las válvulas de control será máxima cuando el volumen o caudal es de cerca del cero, es decir, del 100% de la carga o columna máxima de la bomba del Sistema A y del 70% para el Sistema B. Con el caudal máximo de diseño, la caída de presión en la válvula se supone que es sólo 6.5% de las cargas o columnas de la bomba.

Para determinar el tamaño de la válvula de control, no hay necesidad de asignar más de 3 a 10% de la columna nominal de la bomba como caída de presión con el caudal de diseño. Esto supone que el ingeniero de proceso puede obtener bombas que se aproximen $\pm 10\%$ a los requisitos ideales. Se ha acostumbrado tomar entre 25 % y 40 % de la carga o columna de la bomba como caída de presión para determinar el tamaño, porque se consideraba que una válvula de control no podía funcionar bien con otra. Esto se justificaba en parte por las deficiencias en la capacidad de cierre y de flujo de las válvulas de globo que se utilizaban. Los machos con vástago deslizable también podrían tener inestabilidad dinámica si la caída de presión tuviera una variación muy rápida al aumentar su recorrido, es decir, con el caudal.

La disponibilidad de las válvulas rotatorias modernas podrá evitar esas preocupaciones³. Es muy común en la industria de las tuberías utilizar válvulas de bola de un tamaño para caídas de presión de apenas 0.5 % de la presión del sistema con el máximo caudal de diseño. En la figura 2 se ilustra que las válvulas rotatorias típicas del mismo tamaño que la tubería tienen caídas de presión, cuando están abiertas del todo, del orden de 1 o 2 psi. La abscisa de la figura 2 es el coeficiente de flujo por cada pulgada cuadrada de diámetro de la válvula; la zona de funcionamiento de la válvula rotatoria queda a la derecha de $C_d = 24$.

Si se debe seleccionar una bomba que tenga una columna mayor (por las limitaciones en los tamaños estándar disponibles o por las tolerancias de manufactura de la bomba), la válvula de control estrangulará el exceso de presión. El solo aumento de la capacidad de flujo en la válvula-de control no ahorrará energía en la bomba, siempre que ésta no sea de un tamaño pequeño.

El procedimiento correcto es seleccionar una bomba con suficiente carga o columna al caudal de diseño para satisfacer los requisitos de carga estática y de pérdida en la tubería más, quizá, un factor de seguridad de 5 a 10 %

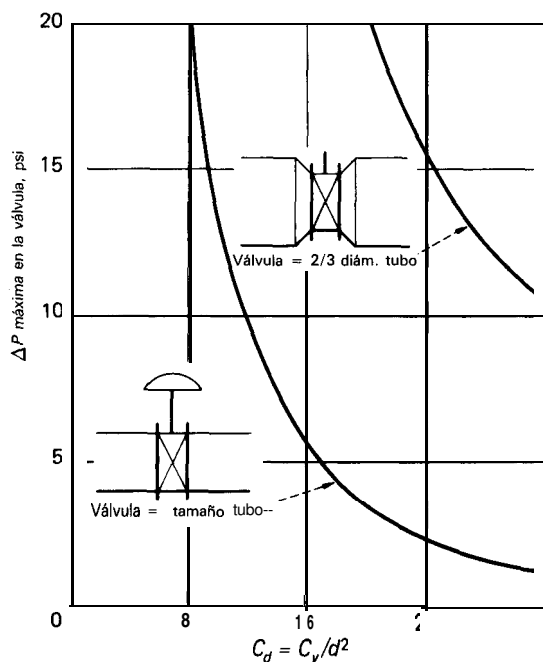


Fig. 2 Caída máxima de presión en válvulas de control con velocidad de 15 ft/s en la tubería

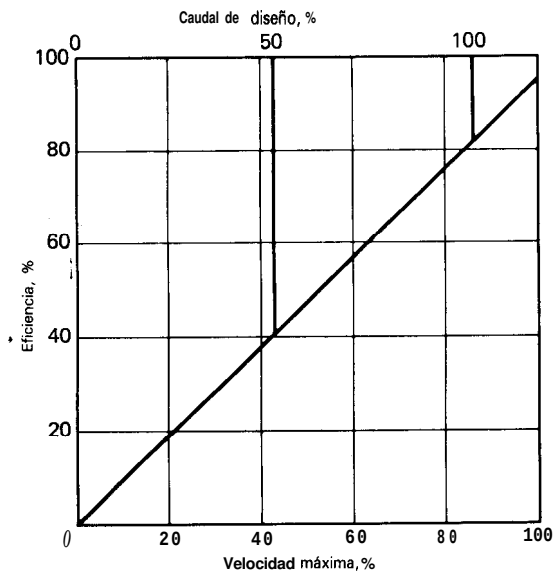


Fig. 3 Curvas de característica de rendimiento para impulsiones de velocidad variable

Luego, se debe seleccionar la válvula para que maneje el caudal de diseño con una caída de presión que no exceda la mitad del factor de seguridad seleccionado.

Si no está disponible una bomba con la columna deseada se puede probar con estas opciones: 1) cambiar la velocidad de la bomba por medio de un impulsor de engranes de velocidad fija, o 2) emplear dos o más bombas más pequeñas en paralelo.

Bomba de velocidad variable

Una solución que, en apariencia, es atinada es utilizar un sistema de impulsión de velocidad variable para cambiar la velocidad de funcionamiento de la bomba a fin de que concuerde con la del sistema (A o B), con lo cual se eliminarían la válvula de control y sus pérdidas por estrangulación. Además de las pretendidas ventajas del ahorro de energía, ese sistema reduciría el desgaste de la bomba.

Sin embargo, si se examinan las características de operación de las impulsiones de velocidad variable (que incluyen el rotor devanado, acoplamiento hidráulico, voltaje variable, corrientes parásitas y frecuencia modular de la anchura de los impulsos), se notará una marcada reducción en la eficiencia cuando se disminuye la velocidad (Fig. 3). (La curva de eficiencia de Langfeldt es más alta que las otras^{1,4}). Aunque las impulsiones de velocidad variable más modernas indican un mejoramiento general en la eficiencia total, ninguna funciona a más de alrededor de 89% de eficiencia a la velocidad máxima.⁴

Esta declinación en la eficiencia merece un estudio más detenido cuando se comparan los ahorros reales de energía entre la válvula de control y el sistema con bomba de velocidad variable. Otras desventajas de la impulsión variable incluyen menor confiabilidad pues son

más complejos, exigen más mantenimiento, son de costo más alto, ejercen un efecto adverso sobre el factor de potencia, tienen ruido en las líneas de transmisión y una respuesta más deficiente a la frecuencia.

Comparación económica

La potencia requerida en la bomba para un gasto y columna o carga dados se puede calcular con las siguientes ecuaciones:

Para una combinación de válvula y bomba:

$$H_p = (0.0005831 H Q G_f) / N_p \quad (1)$$

Para una bomba de velocidad variable:

$$H_p = (0.0005831 H Q G_f) / N_p N_D \quad (2)$$

en donde: G_f = densidad relativa, H = carga o columna en psi, N_D = eficiencia de la impulsión de velocidad variable, N_p = eficiencia de la bomba y Q = gasto en galones por minuto (1 hp = 0.746 kW.)

En la figura 4 se ilustran los requisitos de potencia para una bomba centrífuga de velocidad constante, con el flujo controlado por una válvula, calculados con la ecuación (1). Se ha trazado que la potencia máxima requerida es de 100% con el caudal máximo de diseño.

La potencia requerida para la bomba de velocidad variable, sin válvula de control, se calcula con la ecuación (2) y las eficiencias correspondientes con la gráfica de la figura 3.

La comparación revela que, con el flujo máximo de diseño, una válvula de control del tamaño correcto consumirá alrededor de 16% menos potencia de la bomba que una bomba de velocidad variable. Un sistema con

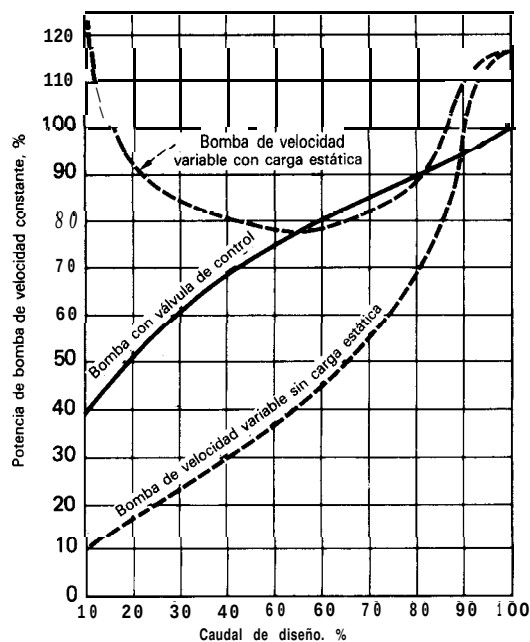


Fig. 4 Potencia para bomba de velocidad variable comparada con la de una de velocidad constante con válvula

diseño o que tienen presiones de carga estática de, cuando menos, 25% de la columna o carga de la bomba.

Por supuesto, cualquier mejoramiento en la eficiencia de las impulsiones de velocidad variable altera esta relación. De todos modos, en un sistema combinado, como una válvula de control con una bomba de dos velocidades, por ejemplo, podría ofrecer todavía más ahorros en la inversión de capital.

Para poder diseñar un sistema con bombeo el ingeniero debe:

- Tratar de seleccionar una bomba con una columna que coincida lo más cerca posible con la curva del sistema con el caudal de diseño.

- Seleccionar una válvula rotatoria del tamaño de la tubería que presente mínima resistencia cuando está abierta por completo.

- Seleccionar una bomba de velocidad variable cuando la carga estática no es importante y cuando la cantidad promedio de líquido que se bombea es menor de 2/3 partes del caudal máximo de diseño.

Cuando se diseña un sistema con mayor capacidad que la necesaria para prever futuros aumentos en la capacidad, se debe tener en cuenta un cambio en el impulsor de la bomba o un aumento en la velocidad de la bomba con la adición de un impulsor por engranes o un motor de velocidad más alta. Otra posibilidad sería agregar una segunda bomba en paralelo.

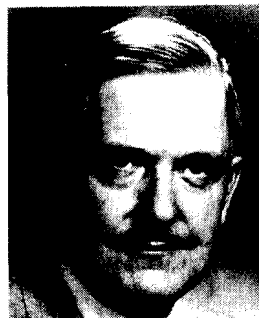
Referencias

1. Langfeldt, M. K., "Economic Considerations of Variable Speed Drives," *ASME Paper 80-PET-81*.
2. Baumann, H. D., "How to Assign Pressure Drop Across Liquid Control Valves," *Proceedings of 29th Annual Symposium on Instrument Engineering for the Process Industry*, Texas A & M University, January 1974.
3. Baumann, H. D., *A Case for Butterfly Valves in Throttling Applications, Instrument & Control Systems*, May 1979.
4. Papez, J. S., and Allis, L., "Consideration in the Application of Variable Frequency Drive for Pipelines," *ASME 80-PET-78*.
5. Merritt, R., "What's Happening with Pumps?," *Instrument & Control Systems*, September 1980.

Agradecimiento

Agradezco a 1. R. Driskell, ingeniero consultor de Pittsburgh, Pa., sus útiles consejos para la preparación de este artículo.

El autor



Hans D. Baumann, presidente de H. D. Associates, Inc., 35 Mirona Rd., Portsmouth, NH03801, fue antes vicepresidente de tecnología en Masoneilan International, Inc. Es un experto reconocido en todo el mundo en válvulas de control, posee más de 40 patentes en Estados Unidos y ha publicado más de 50 artículos. Recibió su título como ingeniero industrial en Alemania y efectuó estudios de postgrado en Western Reserve University y en Northeastern Institute.

Selección y aplicación de bombas de impulsor flexible

Las bombas con impulsor flexible son rotatorias, de desplazamiento positivo y tienen algunas ventajas de las rotatorias de desplazamiento no positivo como las centrífugas y de las rotatorias de desplazamiento positiva como son las de engranes.

Murray G. McLean, ITT Jabsco Products

Las bombas de impulsor flexible se pueden utilizar para mover líquidos viscosos, que no se pueden manejar con centrífugas, y líquidos con alto contenido de abrasivos que requieren superficies de contacto endurecidas para los elementos rotatorios en la mayor parte de las rotatorias de desplazamiento positivo. Se describirán los principios de funcionamiento, materiales de construcción, aplicaciones, limitaciones y se presentarán comparaciones de costo entre las bombas de impulsor flexible y otros tipos. En la figura 1 aparece una vista en corte; en la figura 2 se ilustra en tipo diferente y se presentan las especificaciones.

Principios de funcionamiento

El flexionamiento de los alabes del impulsor se controla, en parte, con una leva o excéntrica dentro de la carcasa, entre los orificios de entrada y descarga y mediante el espesor, material y configuración de los alabes. Cada alabe empieza a flexionarse conforme sube por la excéntrica en el centro del orificio de descarga (Fig. 3) y se extiende a toda su longitud cuando se separa de la excéntrica después de pasar por el orificio de entrada. El aumento en volumen entre dos álabes contiguos en el orificio de entrada, produce un vacío que hace que el líquido circule hacia ese espacio más grande. La reducción volumétrica en el orificio de descarga, a su vez, obliga al líquido a salir al tubo de descarga.

En la tabla 1 aparece una comparación de las características de funcionamiento de las bombas de impulsor flexible, centrífugas y de engranes.

Aplicabilidad general

Las bombas de impulsor flexible manejan muchos líquidos industriales, desde los ligeramente corrosivos hasta los muy ácidos o alcalinos y también los corrosivos que contienen sólidos suspendidos y aire arrastrado, líquidos con la viscosidad del agua y aquellos tan viscosos que se necesita vibrar el recipiente para hacer que fluyan.

Al contrario de la mayor parte de las bombas rotatorias de desplazamiento positivo, las de impulsor flexible manejan líquidos con viscosidad menor de 50 SSU sin una pérdida apreciable de vacío. Esto es porque los ála-

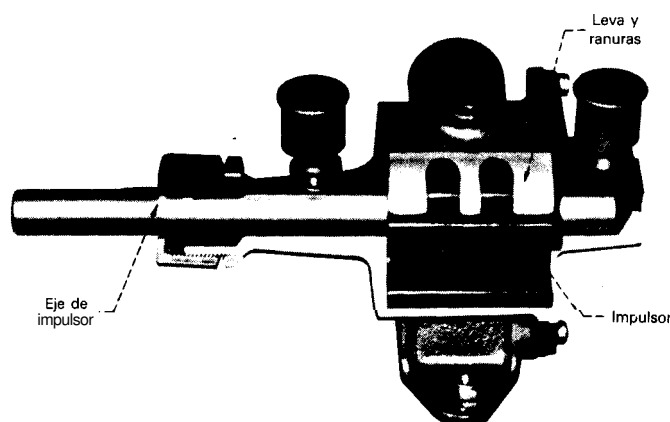


Fig. 1 Corte de una bomba de impulsor flexible

bes del impulsor siempre están en contacto con las superficies internas de la carcasa. Por contraste, en las bombas con elementos rotatorios rígidos se requiere cierta holgura entre los rotores y las superficies de la carcasa.

Se puede pensar en emplear estas bombas en aplicaciones para transferencia, circulación y filtrado de más de 500 productos químicos diferentes, que incluyen los poco corrosivos como el alcohol butílico o los altamente corrosivos como cloruro férrico y ácido clorhídrico.

Estas bombas se emplean para galvanoplastia, plantas textiles, descarga y tratamiento de aguas negras, limpieza de metales, desincrustación de tubos de intercambiadores de calor, producción de fertilizantes, bombeo de licores amoniacales y para materiales químicos para fotografía.

Limitaciones

En la selección y aplicación de estas bombas se deben tener en cuenta las limitaciones en la presión. La creciente flexión de los álabes cuando aumenta la presión, limita la presión máxima contra la cual puede trabajar la bomba. Aunque la flexión de los álabes permite el desahogo automático de la presión excesiva, limita a estas bombas a presiones en la tubería de unas 60 psi. Este tipo de bomba se suele seleccionar para aplicaciones con presiones bajas, menores a 30 psi (70 ft de agua).

Por su diseño, también se requiere el reemplazo periódico del impulsor de álabes flexibles, pues hacen contacto continuo con las superficies internas de la cámara de bombeo y se flexionan todo el tiempo contra una excéntrica o leva en la cámara. Esto, con el tiempo, desgasta los álabes.

Se aumenta la duración del impulsor cuando la bomba funciona a la mínima velocidad recomendada, pues la baja velocidad reduce el calor generado por fricción en los álabes.

También se aumenta la duración del impulsor cuando los tubos son del tamaño para manejar líquidos viscosos y si los álabes se lubrican con el líquido que se

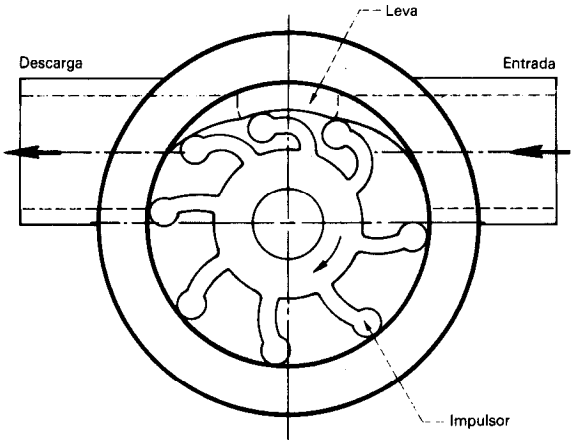


Fig. 3 Flexión del impulsor flexible

bombea. Si se deja funcionar la bomba en seco, aunque sea unos pocos minutos, se reducirá mucho la duración de los álabes.

Sin embargo, aunque el impulsor esté muy dañado y sea necesario reemplazarlo, seguirá funcionando con eficiencia durante un tiempo considerable, con solo una pequeña disminución en el funcionamiento.

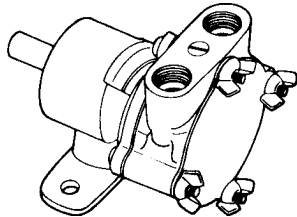
Autocebado

La flexión y enderezamiento constantes de los álabes del impulsor produce un vacío intenso para tener autocebado instantáneo. Por ello, no es necesario instalar válvulas de retención para retener el líquido en los tubos de succión y descarga. En las bombas centrífugas y de engranes se utilizan a menudo válvulas especiales de ese tipo para tener respuesta rápida de la bomba. Por el contrario, una bomba autocebante que no requiere válvulas, tiene menos sitios en donde pueda haber fugas, lo cual es una gran ventaja cuando se manejan líquidos muy corrosivos o costosos.

Se produce un vacío continuo de alrededor de 22 in Hg cuando el impulsor flexible se lubrica con el líquido que se maneja. Al arranque, si la bomba está seca, el vacío permite una altura de aspiración de 5 a 15 ft de agua. Cuando hay líquido en el tubo de succión y en la cavidad del propulsor, hay bastante vacío para elevar agua desde 25 ft debajo de la bomba.

Arrastre de aire

Igual que las demás bombas autocebantes, la de impulsor flexible no tendrá cierre por aire cuando maneja líquidos con mucho contenido de aire o cuando expulsa algunas “bocanadas” de aire. Mientras la bomba tenga lubricación, producirá un alto vacío y mantendrá el cebado. La bomba también puede sacar pequeñas cantidades de líquidos de los recipientes sin dificultad si se tiene cuidado de evitar que trabaje en seco y se produzca desgaste rápido de los álabes del impulsor. Una precaución típica para evitar el funcionamiento en seco es instalar un interruptor de vacío en el tubo de succión.



Flujo (1750 rpm, carga 10 ft de agua)	6.0 gpm
Tamaño del orificio	3/8 in
Impulsor	Neopreno
Sello del eje	Neopreno con cara de acero inoxidable
Material y diám. del eje	Acero inoxidable 316, 1/2 in
Tamaño (altura x anchura x longitud)	313132 x 2-3/4 x 4-7/16 in
Peso (aprox.)	3 lb

Fig. 2 Especificaciones de una bomba industrial típica

Líquidos con alto contenido de abrasivos

La falta de contacto de metal con metal o entre superficies duras, y el empleo de placas de desgaste, levas y placas de tapa de acero inoxidable permiten que la bomba de impulsor flexible maneje abrasivos sin dificultad. Los álabes sufren deformación elástica y absorben la acción cortante de las partículas grandes y de los abrasivos finos como son los polvos metálicos. Entonces el desgaste ocurre con más lentitud que en otras bombas rotatorias de desplazamiento positivo. La bomba de impulsor flexible no se dañará con facilidad si entran a la tubería, por accidente, una tuerca o un tornillo pequeños.

Cuando se manejan líquidos con partículas grandes en suspensión, se recomienda que la superficie de la excéntrica contra la cual se flexionan los álabes tenga ranuras que sirvan como tamiz para controlar el tamaño de las partículas que entran al orificio (Fig. 1). El espacio entre ellas se determina de modo que todas las partículas de sólidos pasen con facilidad entre la cavidad entre dos álabes contiguos.

También se puede utilizar una rejilla correlativa para soportar el impulsor cuando pasa por el orificio. Este soporte aumenta la duración del impulsor porque ayuda a controlar la cantidad de deformación de los álabes contra el orificio.

Desgaste y mantenimiento

Todas las bombas se desgastan cuando manejan líquidos que contienen abrasivos. Pero, las de impulsor flexible tienen características para mantenimiento y reparación que minimizan el costo de las piezas gastadas por abrasión.

En estas bombas el impulsor flexible, levas, placas de desgaste y tapas de extremo se reemplazan con facilidad como se ilustra en la figura 4. El impulsor tiene bajo cos-

Tabla | Comparación de tres tipos de bombas

característica de la bomba	Tipo de bomba		
	Impulsor flexible	Centrífuga	Engranajes
Autocebante	sí	No	Limitado
Bomba líquidos viscosos	Si	No	sí
Bomba líquidos con aire arrastrado	sí	No	Sí
Bomba líquidos con abrasivos	sí	Limitada	No
Amplia gama de velocidad	Si	No	Si
Gama de presiones	Baja a alta	Baja	Baja a alta
Necesita desahogo de presión	Normalmente no	No	Si
Bajos par de arranque y hp	No	sí	No
Bombeo en dos sentidos	sí	No	sí
Trabajo en seco más de 1 minuto	No	sí	No
Estrangulación de descarga	Limitada	Hasta casi cierre total	Limitada
Servicio continuo	Con mantenimiento periódico	sí	Si

to relativo (de 6 a 60 dólares) y se puede cambiar en unos cuantos minutos con un destornillador y una pinza y muchas veces es la única pieza que se reemplaza. Aunque puede ser necesario reemplazar las levas y placas de desgaste en un momento dado si es que se manejan abrasivos, una carcasa de bronce o de acero inoxidable dura, por lo general, de 5 a 10 años.

Estas bombas son fáciles de desarmar para inspección y limpieza periódicas de los componentes internos. Con aflojar cuatro o seis tornillos en la tapa del extremo, se puede inspeccionar el impulsor (Fig. 2).

Las bombas equipadas con cojinetes de bolas (baleiros) tienen lubricación permanente de fábrica. En las bombas de plástico con cojinetes lisos éstos son de carbón o del fluor elastómero y no requieren más lubricación que la aplicada por el líquido. Las bombas de bronce con cojinetes lisos (chumaceras) se lubrican con grasas.

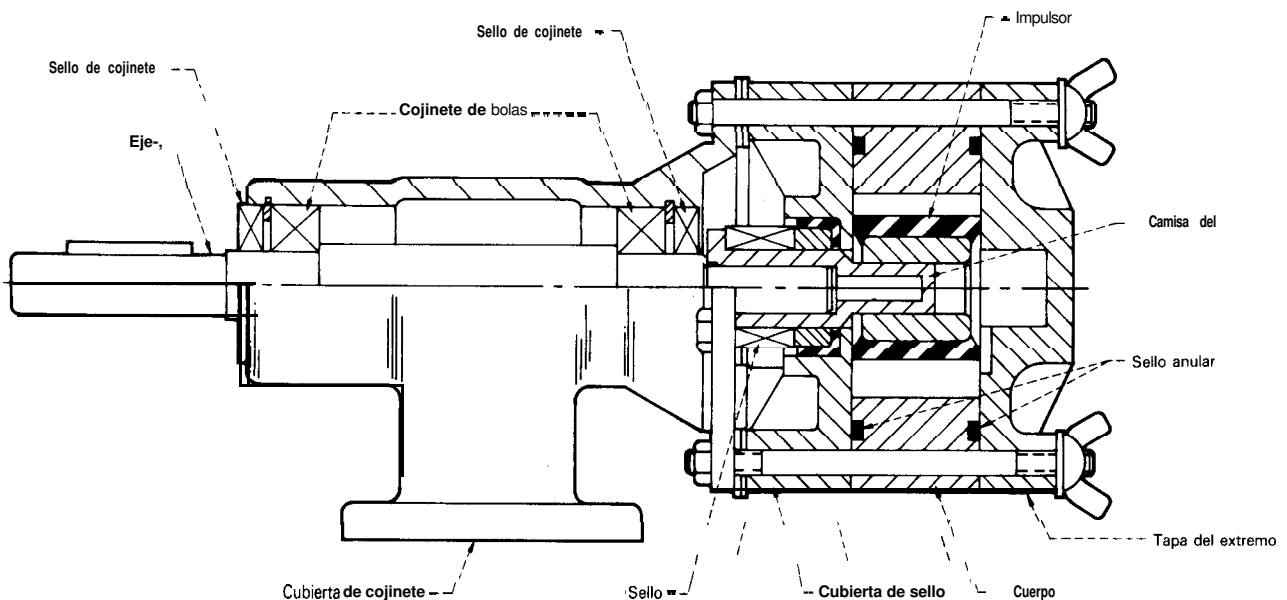


Fig. 4 Sección transversal de una bomba típica que muestra la accesibilidad de la cámara de bombeo

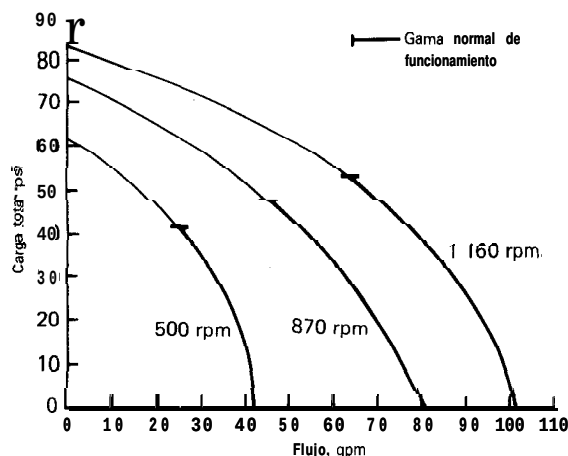


Fig. 5 Bomba con cojinete de bolas y orificios de 2 in

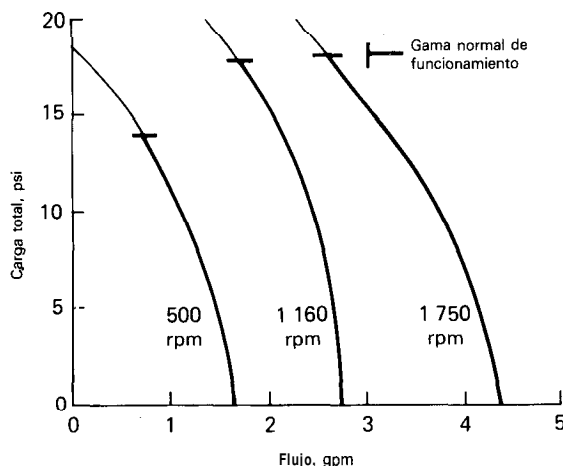


Fig. 6 Bomba con cojinete de bolas y orificios de 1/4 in

Presión y flujo

La carga total (presiones de succión y descarga combinadas) contra la cual trabaja la bomba cambiará según las variaciones en la viscosidad del líquido. Cuando aumenta la viscosidad hay que disminuir la velocidad de la bomba para reducir la presión ocasionada por las pérdidas por fricción en las tuberías. En otra forma, la bomba tratará de entregar líquido con más rapidez de lo que pueden manejar los tubos de descarga. La contrapresión que se producirá alterará el rendimiento y se pueden dañar la bomba o el producto. Si la contrapresión es un tanto alta, se puede interrumpir el flujo.

En las figuras 5 y 6 se ilustran las características de presión contra el flujo de dos bombas, una para caudal hasta de 100 gpm y la otra para volumen muy bajo.

Para presiones mayores de 30 psi, la bomba debe tener álabes de impulsor gruesos. En la figura 7 se comparan las características de estos impulsores para alta presión con lo que tienen álabes para presiones menores de 30 psi.

Sin embargo, los álabes gruesos, aunque se flexionan menos con una presión dada, pueden sufrir esfuerzos más grandes cuando se flexionan debajo de la leva. Para minimizar los esfuerzos y el desgaste abrasivo, se recomiendan impulsores para alta presión en bombas que

funcionan a menos de 1 160 rpm. Además, con presiones menores de 25 psi se pueden emplear los álabes de espesor estándar porque tienen mayor duración.

En teoría, con cada revolución del impulsor el volumen del líquido desplazado es equivalente a un anillo cuyo volumen se determina por el espesor de la leva y la longitud del impulsor. Si se disminuye el espesor de la leva se reducen menos el flujo y la presión con una velocidad dada. La leva estándar permite el máximo flujo posible con el impulsor estándar para alta presión.

Selección de la velocidad

La velocidad del impulsor debe concordar con la viscosidad del líquido. Una línea típica de bombas de impulsor flexible ofrece velocidades que van desde unas cuantas hasta 5 000 rpm. Cuanto mayor sea el diámetro del impulsor, menor debe ser la velocidad recomendada para mantener un flujo suave. Además, con líquidos muy viscosos se debe trabajar con bajas velocidades y con líquidos pocos viscosos, como el agua, se necesitan velocidad más altas (Tabla II). Para los líquidos muy viscosos, se debe seleccionar un impulsor que resista la flexión excesiva a presiones altas.

Tabla II Hay que reducir la velocidad del impulsor flexible cuando aumenta la viscosidad

Viscosidad, SSU	Veloc. bomba, rpm máx.	Viscosidad, SSU	Veloc. bomba, rpm máx.	Viscosidad, SSU	Veloc. bomba, rpm máx.	Viscosidad, SSU	Veloc. bomba, rpm máx.
50	1 750	700	1 680	4000	1 400	15000	787
100	1 750	800	1 645	5000	1 312	20000	700
200	1 750	900	1 610	6000	1 225	30000	600
300	1 750	1000	1 575	7000	1 138	40000	500
400	1 750	1500	1 540	8000	1 050	50000	437
500	1 750	2000	1 505	9 000	962	75000	298
600	1 715	3 000	1 450	10000	875	100000	175

Emplear impulsor para alta presión

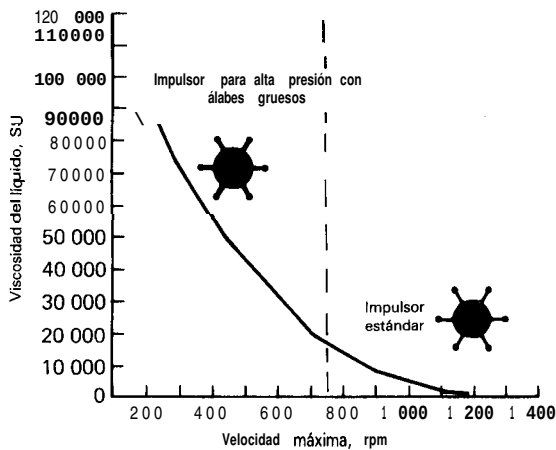


Fig. 7 Álabes más gruesos para alta viscosidad

Tamaño de las tuberías

Los líquidos viscosos fluyen con lentitud porque tienden a pegarse en las paredes de los tubos y mangueras. Una bomba de impulsor flexible perderá capacidad de presión para contrarrestar la fricción aumentada en los tubos; por tanto, hay que aumentar el tamaño de los tubos conforme se incrementa la viscosidad.

Los tubos de succión y descarga deben ser de mayor diámetro que los orificios y ser lo más cortos que se pueda para minimizar los efectos de la fricción por la mayor viscosidad del líquido. Cualesquiera cambios en el sentido de la tubería deben ser graduales y no con codos de 90°. Si la bomba no entrega la capacidad nominal a la velocidad seleccionada de funcionamiento, se debe aumentar el tamaño de los tubos, reducir la velocidad de la bomba o ambas cosas.

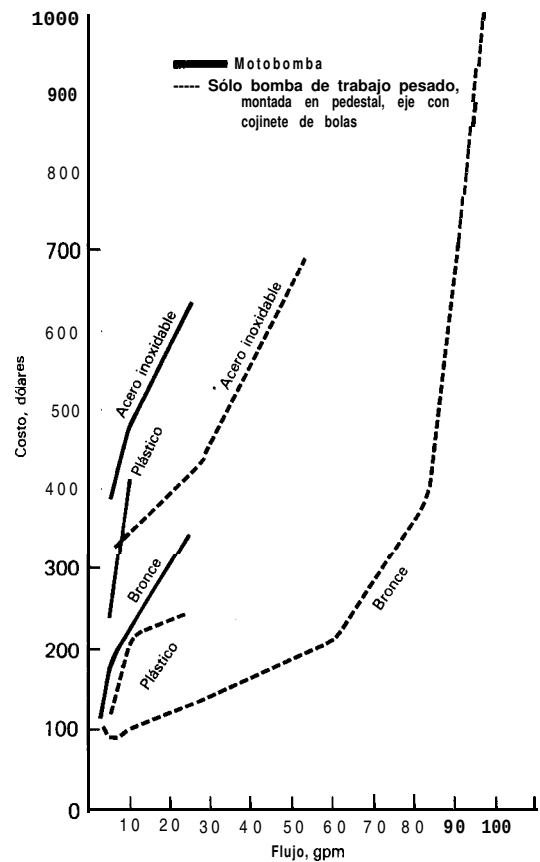


Fig. 8 Costo de algunas bombas con impulsor flexible

La altura de aspiración requerida se incrementa cuando aumenta la viscosidad del líquido, cuando todas las demás variables son constantes. En la tabla III se in-

Tabla III Tamaño recomendado de tubos, in, para bomba de impulsor flexible para diversos flujos y viscosidades

gpm	Viscosidad del líquido, SSU																75 000	100 000
	500	800	1 000	1 500	2 000	3 000	5 000	10 000	15 000	20 000	30 000	40 000	50 000					
1	½	½ -	½ -	½ -	¾ -	¾ -	¾ -	1 -	1¼ -	1¼ -	1¼	- 1½	1	x	2	2		
2	½	½	¾	¾	¾	1	1	1¼	1%	1½	1%	2	2		2	2		
3	½	¾	¾	¾	1	1	1%	1¼	1%	1%	2	2	2		2%	2%		
4	¾	¾	¾	1	1	1	1¼	1½	1%	2	2	2	2%		2%	2%		
5	¾	¾	¾	1	1	1¼	1¼	1%	2	2	2	2	2%		2%	3		
6	¾	¾	1	1	1	1¼	1¼	1%	2	2	2	2%	2%		3	3		
7	¾	1	1	1	1¼	1%	1%	1%	2	2	2%	2%	2%		3	3		
8	¾	1	1	1	1¼	1¼	1%	2	2	2	2%	2½	2½		3	3		
9	¾	1	1	1¼	1¼	1¼	1%	2	2	2%	2%	2%	3		3	4		
10	1	1	1	1¼	1%	1¼	1%	2	2	2%	2%	2½	3		3	4		
15	1¼	1¼	1¼	1¼	1¼	1%	2	2	2%	2%	3	3	3		4	4		
20	1%	1¼	1%	1¼	1%	1½	2	2	2%	2%	3	3	4		4	4		
25	1¼	1¼	1¼	1¼	1%	2	2	2%	2%	3	3	4	4		4	4		
30	1¼	1%	1%	1½	1%	2	2	2½	3	3	3	4	4		4	6		
35	1½	1%	1½	1½	2	2	2%	2%	3	3	4	4	4		4	6		
40	1%	1%	1%	1%	2	2	2%	3	3	3	4	4	4		6	6		
50	1½	1%	2	2	2	2%	2%	3	3	4	4	4	4		6	6		
60	2	2	2	2	2	2%	2%	3	3	4	4	4	6		6	6		
70	2	2	2	2	2%	2%	2%	3	4	4	4	6	6		6	6		
80	2	2	2	2%	2%	2%	3	3	4	4	4	6	6		6	6		
90	2%	2%	2%	2½	2%	3	3	3	4	4	6	6	6		6	6		
100	2%	2%	2%	2%	2%	3	3	4	4	4	6	6	6		6	6		

dican los tamaños sugeridos para los tubos y con una altura de aspiración máxima de 15 in Hg.

Debido al autocebado instantáneo y a la gran altura de aspiración, las bombas de impulsor flexible se instalan con facilidad en el espacio existente sin necesidad de cambiar la tubería cuando sustituyen a una bomba de otro tipo. Por su elevada capacidad de flujo, estas bombas son más pequeñas y ligeras que otras utilizadas para la misma aplicación.

Materiales de construcción

Los fabricantes tienen la información de los materiales idóneos para productos químicos y condiciones de funcionamiento específicas. A continuación se presenta una descripción somera del rendimiento de los materiales para carcasas, impulsores, levas, ejes, sellos y propulsiones.

■ **Carcasas.** Las carcasas de las bombas con impulsor flexible se construyen con cuatro materiales básicos: acero inoxidable, bronce, hierro fundido y plásticos reforzados. Se utilizan resinas termoendurecibles. Las resinas epoxi y fenólicas, reforzadas con fibra de vidrio y moldeadas por compresión, ofrecen muy buenas propiedades mecánicas, con resistencia a la corrosión igual o superior a la del acero inoxidable.

Las carcasas de acero inoxidable y de bronce tienen límites de temperatura mucho más altos que los de los sellos y el impulsor. Las fenólicas reforzadas sirven para conducir líquidos hasta a 180°F; las epoxi reforzadas son para 200°F o más; el factor determinante es el límite de 180°F para el impulsor. Cuando el líquido que se maneja es ligeramente abrasivo, se prefiere la carcasa metálica en vez de una de plástico. Para mover abrasivos finos en suspensión, se recomiendan el hierro fundido o el acero inoxidable.

■ **Impulsores.** Los impulsores se moldean con elastómeros elásticos. El Neopreno, que es apto para temperaturas de 45 a 180°F, es el recomendado para casi todas las aplicaciones. Aunque el caucho de nitrilo no es adecuado, suele ser el que se selecciona; es útil para temperaturas de 50 a 180°F y es más adecuado que el Neopreno para algunos aceites, emulsiones de aceites y ciertos productos químicos.

También se pueden adquirir algunos elastómeros especiales. Por ejemplo, los fluoroelastómeros son excelentes para manejar ciertos productos químicos corrosivos, combustible diesel y disolventes; son útiles para temperaturas de 60 a 180°F, pero tienen capacidad limitada de autocebado. Sólo se recomiendan para presiones hasta de 15 psi en servicio continuo. El poliuretano es útil para líquidos como los disolventes para limpieza y pegamentos clorados, entre 45 y 120°F. El caucho natural se utiliza a menudo para algunos líquidos como agua salada fría, a temperaturas desde 27°F hasta 120°F.

■ **Levas y ejes.** La leva 0 excéntrica contra la cual se flexiona el impulsor puede ser de plástico o del mismo material que la carcasa de la bomba.

Los ejes (árboles) del impulsor suelen ser de un metal que puede ser el mismo que el de la carcasa. En algunas aplicaciones especiales se requieren metales raros para

el eje, como las aleaciones de titanio o la Hastelloy B. Además, un eje metálico puede tener una camisa de plástico para mover el impulsor en las bombas de plástico en aplicaciones en que no debe haber contacto del líquido con un metal.

■ **Sellos y transmisiones.** Se utilizan tres tipos de sellos mecánicos en el eje de una bomba para evitar las fugas en la zona del impulsor. Los sellos de cara rotatoria son los de mayor resistencia a la corrosión y a los líquidos poco abrasivos; por lo general, se seleccionan para bombas de alta velocidad. Los materiales típicos de los sellos de cara rotatoria, como son el carbón o la cerámica se utilizan también con sellos anulares ("O" ring) y juntas de asientos de sello hechos de fluoroelastómeros.

Los sellos del tipo de pestaña de caucho de nitrilo o de fluoroelastómero se emplean para líquidos pegajosos y muy viscosos, porque no se ablandan ni se ponen pegajosos.

El tercer tipo son los materiales para empaquetaduras, como los anillos preformados de alta calidad, impregnados con grafito. Las empaquetaduras, por lo general, se seleccionan porque ofrecen bajo costo, larga duración y facilidad de servicio.

■ **Transmisiones.** Se utilizan muchos mecanismos para conectar el eje del impulsor con el cubo del mismo. El conector puede ser de estrías, con cuña (chaveta), plano, eje ranurado y pasador o con agujeros y pasadores. Los conectores de pasador son de materiales compatibles con el eje del impulsor.

En las bombas de impulsor flexible se pueden utilizar motores de ca y cc, de combustión interna y embragues manual y electromagnético. Además, la bomba se puede acoplar directamente con el motor para trabajar a una velocidad o estar montada en un pedestal para propulsión de velocidad variable con bandas.

No se recomienda transmisión de acoplamiento directo para motores de 1 750 rpm o más para manejar líquidos de viscosidad mayor que la del agua. La alta velocidad puede ocasionar cavitación cuando se manejan líquidos viscosos, que fluyen con lentitud por la tubería.

Comparación de costos

En la figura 8 se ilustra el costo aproximado de bombas típicas de impulsor flexible con capacidad hasta de 100 gpm y de tres diferentes materiales de construcción.

Cuando se haga una comparación de costos de la bomba de impulsor flexible con una centrífuga o de engranes, se debe tener presente que el costo total refleja mucho más que la capacidad y los materiales de construcción. Se deben estudiar con cuidado los siguientes factores de costo para determinar el de la bomba.

1. Aunque una bomba centrífuga pequeña puede costar menos que una de impulsor flexible de la misma capacidad, quizá la centrífuga no pueda manejar las presiones requeridas. Entonces, la centrífuga será más costosa y grande que la de impulsor centrífugo.

2. El costo de una bomba de engranes de desplazamiento positivo, pequeña, puede ser comparable con el de impulsor flexible, pero no será autocebante como se

requiere. Se pueden necesitar tuberías y accesorios especiales para obtener la respuesta inherente instantánea, sin tubos especiales en la bomba de impulsor flexible.

3. Si entra a la tubería un cuerpo extraño, como un eslabón plano de una cadena, la bomba de impulsor flexible lo dejará pasar sin que ocurran daños; si ese objeto entra a una bomba de engranes, la inutilizará. No es raro que haya entrada accidental de cuerpos extraños y se debe incluir en los cálculos el costo de filtros o coladores especiales para proteger la bomba.

El autor



Murray G. McLean es especialista en Mercados, Industrial Products, de ITT Jabsco Products, 1485 Dale Way, Costa Mesa, Ca 92626. Coordina su trabajo con el de 16 gerentes de campo encargados de aplicaciones de bombas en Estados Unidos, Canadá y Gran Bretaña. Tiene título de ingeniero aeronáutico del Curtiss-Wright Technical Institute, de Glendale, Calif., y ha trabajado en de Havilland of Canada, Turbo Reserch, Ltd., y en A. V. Roe Canada, Ltd.

Sección V

Unidades motrices, sellos, empaquetaduras y tuberías

Selección de la unidad motriz de velocidad ajustable
Unidad motriz con motor neumático para bombas pequeñas
Corrección de fallas de sellos y cojinetes en bombas para proceso
Por qué fallan los sellos mecánicos
Localización de fallas en sellos mecánicos
Selección e instalación de sellos mecánicos
Selección e instalación de empaquetaduras mecánicas
Diseño de tuberías para las condiciones de succión
Diseño de tuberías para las condiciones de descarga

Selección de la unidad motriz de velocidad ajustable

Cinco tipos de unidades motrices de velocidad ajustable predominan en las plantas de proceso.

ca de estado sólido. Está ganando uso cada vez más extenso porque ahorra energía.

CC de estado sólido. La unidad motriz que es todavía la más común en la industria en general.

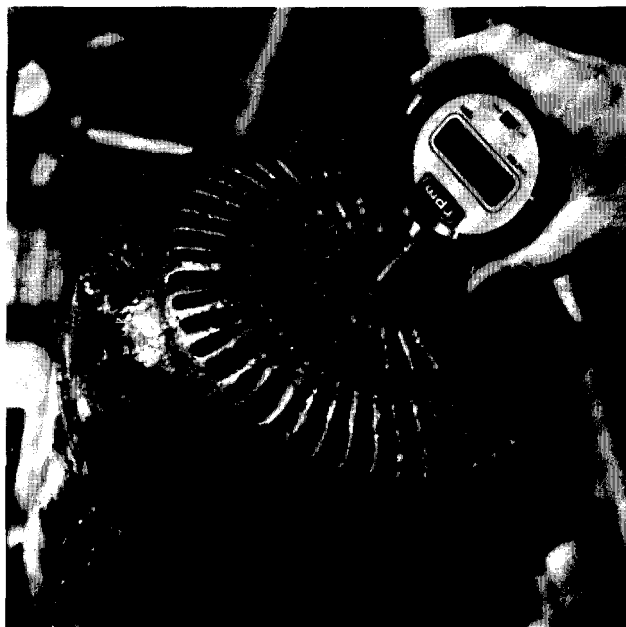
Mecánica. La respuesta más sencilla en muchas operaciones que requieren velocidad variable.

Electromecánica. La elección en algunos servicios es donde es crítico un control preciso para cambio rápido de velocidad.

Fluida: Una unidad motriz muy resistente para manejar cargas grandes.

Cada tipo tiene sus ventajas que lo hacen el más idóneo para una aplicación particular. En este artículo se presentan orientaciones para seleccionar la unidad motriz adecuada de velocidad ajustable para diferentes requisitos.

Thomas R.. Doll, Reliance Electric Co.



En las plantas de proceso se han adoptado nuevos conceptos para reducir el consumo de energía. Los crecientes costos de la energía, por ejemplo, han ocasionado que se dé mayor importancia a la eficiencia de los sistemas de unidades motrices.

En el pasado, el flujo de los líquidos de proceso, por lo general, se regulaba con estrangulación, en donde se hacía funcionar la bomba a su plena velocidad constante y se restringía el flujo con una válvula de control para variarlo. Pero esto desperdiciaba energía.

Muchas bombas centrífugas, compresores, sopladores y ventiladores en las plantas de proceso tienen requisitos de carga con fluctuaciones, pero sus unidades motrices son de un tamaño adecuado para la máxima demanda; aunque, como se indica en la figura 1, esa demanda sólo ocurre durante una pequeña parte del tiempo total de funcionamiento. El control del flujo con una válvula, registros, aspas o acoplamientos deslizables es como manejar un automóvil con el pedal del acelerador a fondo, y, luego, ir aplicando los frenos y oprimiendo a medras el pedal del embrague para regular la velocidad.

Los cuadros o bucles para control del proceso se controlan, cada vez más, con unidades motrices de velocidad ajustable, en especial las de ca de estado sólido, porque ofrecen la capacidad de control del consumo de energía en la máquina motriz como se indica en el recuadro de esta página y funcionan con seguridad en atmósferas peligrosas. Además, pueden responder a una serie de sensores que pueden cambiar su velocidad en proporción con las señales de los sensores producidas por variables como son temperatura, presión, nivel, densidad o viscosidad.

Tipos básicos de unidades motrices de velocidad ajustable

Las unidades motrices de velocidad variable en las plantas de proceso son muy amplias. Muchos tipos de bombas (centrífugas, de desplazamiento positivo, de tornillo, etc.) y ventiladores (enfriamiento de aire, torres de enfriamiento, calefacción y ventilación, etc.) así como mezcladoras, transportadores, secadoras, calan-

drias, trituradores, ciertos tipos de compresores y sopladores, agitadores y extruidores se impulsan a velocidad variable con unidades motrices de velocidad ajustable.

Muchas de las unidades motrices de velocidad variable en las plantas de proceso son de menos de 500 hp. Dentro de este grupo hay cinco tipos principales: ca de estado sólido, CC de estado sólido, mecánicas, electromecánicas y fluidas.

Debido a que las unidades motrices de ca y CC alteran la velocidad de funcionamiento del motor primario, son las preferidas cuando el ahorro de energía es una consideración primordial. Sin embargo, los otros tipos de unidades motrices tienen cualidades que las hacen adecuadas para ciertas aplicaciones.

Las unidades motrices mecánicas con bandas (correas), sencillas y poco costosas, tienen funcionamiento suave y pueden absorber cargas de choque considerables. Además, el mantenimiento es sencillo. Dentro de una gama limitada, las bandas pueden funcionar con reducción continua. Como son ligeras de peso, se utilizan con frecuencia en equipo móvil como las revolventoras de concreto (hormigoneras) portátiles.

En aplicaciones en donde se requieren cambios precisos y rápidos en la velocidad, son adecuados los embragues electromecánicos. Los mecanismos de control de ellos son muy adaptables para entradas relacionadas con el proceso. Al variar el deslizamiento, las unidades motrices electromecánicas producen control indirecto de algunas variables como son velocidad, posición y potencia.

El motor eléctrico de rotor devanado es similar al de inducción de ca, excepto que el rotor tiene devanados

conectados con tres anillos colectores (deslizantes o rozantes). El control externo de la resistencia en los circuitos de rotor y anillos colectores permite que el motor funcione como unidad motriz de velocidad variable. Cuando se aumenta esa resistencia se reduce la velocidad del motor, porque la corriente enviada a través de los resistores se convierte en calor, que se disipa como pérdida por deslizamiento.

Los embragues de corriente parásita son los más comunes en las unidades motrices electromagnéticas de velocidad ajustable. Permiten un control preciso del par (torsión) y son de larga duración cuando son de acoplamiento directo, sin bandas.

Las unidades motrices hidrovíscosas son ideales para aplicaciones que deben ser de funcionamiento continuo y de alto caballaje. Pueden funcionar en lugares con grandes variaciones de temperatura y en donde hay partículas abrasivas. Otra ventaja de dichas unidades hidrovíscosas y de todas las fluidas es su seguridad inherente. Debido a que el par se transmite por medio del líquido, no hay piezas deslizables que produzcan chispas y el funcionamiento es muy suave.

Criterio del factor de carga

El procedimiento de selección de la unidad motriz ideal en una aplicación particular es muy complejo. No sólo se debe tener en cuenta la resistencia física, adaptabilidad del control, eficiencia, costo inicial, duración útil y ambiente, sino también el tipo de carga.

Muchas aplicaciones quedan en la categoría de par variable, por ejemplo, las bombas centrífugas y los ven-

Las características de rendimiento y funcionamiento de las unidades de velocidad

Sistema Tipo de unidad motriz	Estado sólido		Electromecánica	
	Eléctrica, ca	Eléctrica, cc	Embrague de corriente parásita	Motor de rotor devanado
Potencia máxima, hp	500+	500+	500+	500+
Reducción máxima	>10:1	Infinita	5:1	Infinita
Regulación de velocidad, %	0.5	1.0	3 a 5	2 a 5
Eficiencia total*, †				
Par constante	9	9	8	8
Par variable	8	8	5	5
Confiabilidad*	9	9	7	8
Facilidad de mantenimiento*	9	9	7	7
Complejidad ††	10	8	7	7
Forma de control	Cuadro abierto, operador remoto	Retroalimentación del tacómetro, operador remoto	Cuadro cerrado	Cuadro cerrado, manual
Características de funcionamiento	Mínimo mantenimiento; gran eficiencia	Buena respuesta a baja velocidad, ubicación precisa, mantenimiento moderado	Capacidad para par variable	Estable hasta 50% de velocidad nominal
Aplicaciones	Donde el mantenimiento es difícil y la energía muy costosa	Cuando se necesita gran control en amplia gama de velocidad y las chispas no son peligrosas	Ventiladores	Bombas grandes, altas cargas de inercia

* Escala de calificación: 10 = la mejor, 1 = la peor.

† En unidades que no sean eléctricas, la eficiencia total incluye al motor de inducción.

†† Los números bajos son más deseables en esta categoría.

El volumen de las bombas y ventiladores centrífugos está en relación exponencial con el caballaje del motor.

La primera gráfica indica que la relación entre el flujo y la velocidad del motor es lineal; cuando se necesita más flujo, se logrará con un aumento proporcional en la velocidad del motor.

La segunda gráfica indica que la presión en la tubería aumenta en relación con el cuadrado de la velocidad del motor. La tercera gráfica indica que la potencia requerida en el motor aumenta en relación con el cubo de la velocidad del motor.

Esta tabla demuestra la gran reducción en la potencia requerida cuando disminuye el flujo. Por ejemplo, al reducir el flujo en 20 % baja en proporción la velocidad del motor, pero la potencia requerida disminuye en 49%.

Velocidad, %	Flujo, %	Caballaje requerido, %
100	100	100
90	90	73
80	80	51
70	70	34
60	60	22
50	50	13
40	40	6
30	30	3

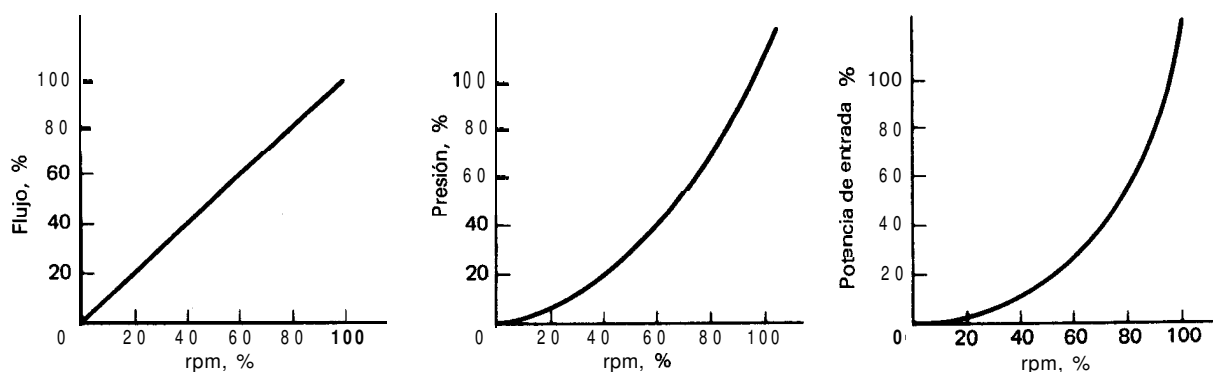


Fig. 1 Relación entre flujo y potencia: la clave para ahorrar energía

ajustable son la guía para seleccionar la unidad adecuada

Mecánica			Fluida	
Banda de caucho	Cadena metálica	Bloques de madera	Hidrodinámica	Hidroviscosa
100	100	20	500+	500+
10:1	6:1	12:1	3:1	20:1
2 a 5	0.5 a 2	3 a 5	3.5#	3
4	8	4	7	7
6	7	7	5	5
7	6	6	8	9
9	6	8	8	9
1	3	2	8	9
Neumático, manual, eléctrico, tornillo Vernier	Manual, hidráulico, tornillo Vernier	Tornillo Vernier	Manual o remoto con el ángulo de tubo recolector	Variación mecánica de distancia entre discos
Protección contra sobrecarga y atascamiento	Compacta, sin protección para sobrecarga	Gran protección para sobrecarga y atascamiento; par elevado	Baja eficiencia a baja velocidad; buena para cargas verticales altas	Transición suave en cambios de velocidad
Transportadores, bombas	Transportadores, ventiladores y bombas	Trituradoras, mezcladoras	Motores con engranes, compresores, molinos de bolas, transportadores, quebradoras, separadores grandes	Bombas para lodos, oleoductos y buques; ventiladores y transportadores grandes

†† Los números bajos son más deseables en esta categoría.

Regulación muy deficiente a bajas velocidades.

tiladores. El par aumenta por el cuadrado de la velocidad (véase la segunda gráfica de la Fig. 1). Las unidades motrices que se suelen seleccionar son mecánicas y eléctricas.

Los equipos como bombas de tornillo, bombas de lodos, transportadores y extruidores requieren par constante en la unidad motriz para mantener una salida

constante. En estos casos, la selección es mucho más compleja y se debe tener en cuenta la capacidad del motor para poner en movimiento la elevada carga de fricción. Por lo general, se prefieren las unidades motrices eléctrica, fluida y electromecánica de deslizamiento para este tipo de carga.

Unidad motriz de ca de estado sólido

Ésta consta de un motor y controlador que procesa la corriente de la línea de modo que se pueda variar la velocidad de rotación del eje del motor según los requisitos de funcionamiento.

Hay dos tipos básicos disponibles: de corriente alterna y de corriente continua. En la actualidad el mayor número de unidades motrices en la industria total son las de CC. Hasta hace poco, los tipos de ca no eran competitivos en costo con los otros tipos, en particular los de CC debido a la compleja tecnología para variar la velocidad de un motor de ca. Pero los adelantos en los últimos años han permitido importantes reducciones en los costos y se renovó el interés por las unidades motrices de ca (véase el recuadro siguiente).

Aunque los controladores de frecuencia variable son complejos, los motores de ca no lo son y esta sencillez básica de los motores de ca hizo que los diseñadores pudieran mejorar el rendimiento de esos sistemas de control.

El motor de ca es más ligero, pequeño, fuerte, menos costoso y se obtiene con más facilidad que los de CC. No

tiene escobillas ni conmutador que se gasten ni producen chispas. Además, las mejoras en la eficiencia en los últimos años han hecho más deseables los motores de ca. Los pequeños funcionan con 90% o más de eficiencia y los grandes con más del 96%.

Nueva generación de controladores de ca

Los adelantos en dichas unidades motrices de ca coincidieron con el perfeccionamiento de los interruptores de estado sólido, en particular el rectificador controlado de silicio (RCS o SCR, por sus siglas en inglés) que todavía se utiliza en los equipos grandes. No obstante lo buenos que son los RCS convencionales, no han sido la solución perfecta en los complejos circuitos de los controladores de ca (véase recuadro página 304). El problema es que los RCS introducen complejidad adicional; una vez encendidos hay que apagarlos periódicamente con lo que se conoce como circuito de conmutación.

Sin embargo, hace cinco o seis años, el perfeccionamiento de los controladores de ca tuvo un nuevo adelanto. Se introdujo una nueva generación de controladores basados en transistores de potencia grandes (para 460V) en lugar de los RCS. Los transistores tienen la ventaja de que no necesitan un voluminoso circuito de conmutación. Por tanto, los nuevos controladores son más sencillos y confiables, a la vez que más pequeños y menos costosos que los basados en RCS.

Otro adelanto en los controladores de ca que ha simplificado los sistemas a base de RCS es el interruptor o conmutador por compuerta (GTO). Es un RCS pero se apaga con una señal negativa en la terminal de compuerta, en lugar de necesitar un circuito de conmutación para interrumpir el paso de las señales.

Dimensionamiento de los controladores de ca

El factor individual más importante para seleccionar una unidad motriz de ca es la corriente máxima, para servicio continuo o de corta duración, que debe manejar. Los elevados pares de arranque requieren corrientes muy altas que pueden exceder la capacidad del controlador aunque según los cálculos matemáticos puedan ser capaces de manejar las necesidades de corriente para velocidad constante en la aplicación.

El aspecto clave que se debe conocer para determinar el tamaño de un controlador es la corriente a plena carga a la velocidad base, o sea la corriente necesaria para

Ahorro de kilowatts

Gran parte del interés de las unidades motrices de ca es por los grandes ahorros potenciales de energía. La razón es sencilla: hay más motores de ca para bombas, ventiladores, compresores, transportadores, centrífugas, quebradoras y otros equipos que cualquier otro tipo de máquina motriz. La gran mayoría de estos motores trabajan a su velocidad base o constante, aunque no se necesite.

Al reducir la velocidad del motor durante los periodos de baja demanda, se pueden ahorrar cantidades considerables de energía. Aunque las unidades motrices de CC también pueden ahorrar energía, hay muchos menos motores de CC que de ca en la industria de procesos; las unidades motrices de CC no son tan adecuadas para las numerosas aplicaciones en que se emplean las de ca. Esta capacidad de ahorro de energía es otra ventaja de la ca sobre las unidades motrices mecánicas, electromecánicas y fluidas.

Casi todas las unidades motrices de ca de velocidad ajustable funcionan con una eficiencia total de alrededor de 90% y en una gama de mediana hasta plena velocidad.

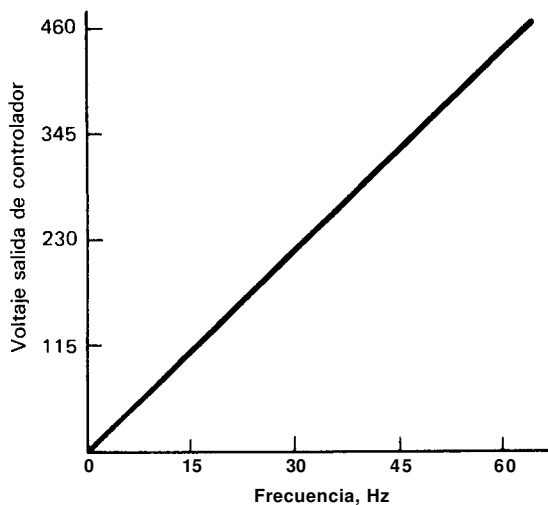


Fig. 2 El controlador aplica volts y hertz en relaciones específicas

el motor del tamaño correcto que funcione en las condiciones previstas de carga.

Cómo funcionan los controladores de ca

La mayor parte de los controladores de ca de estado sólido, con velocidad ajustable, empleados con motores estándar de inducción producen frecuencia y voltaje variables para controlarlos. Se controla la frecuencia para variar la velocidad del motor:

$$\text{Velocidad} \propto (K \times \text{Frecuencia})/N$$

en donde $K = 120$ y $N =$ número de polos magnéticos.

El voltaje se varía junto con la frecuencia de modo que la densidad de flujo en el entrehierro entre el rotor y, por lo tanto, el par producido por el motor se puedan controlar

En donde $\Phi_{\text{entrehierro}}$ = densidad de flujo magnético.

En el caso típico se mantiene una relación constante entre voltaje (tensión) y frecuencia (volts por Hertz) (Fig. 2).

Los componentes básicos de estos controladores son un convertidor de corriente, inversor de corriente, regulador de control y sección de referencia (Fig. 3). El convertidor convierte la ca de la línea en CC. El inversor de corriente invierte la CC a ca de voltaje y frecuencia variables. El regulador controla las funciones y respuesta del convertidor y el inversor. La sección de referencia es un potenciómetro e interruptor que envían al regulador señales para encender y apagar, y para indicar cuál es la velocidad requerida.

Tipos básicos de controladores

Hay tres tipos básicos de controladores de frecuencia ajustable hasta para 500 hp. En cada uno se utiliza una técnica diferente para convertir la ca de la línea en CC y, luego, variar la CC para que sea más o menos igual que la ca. Cada uno tiene sus ventajas.

En la unidad motriz con inversor de *entrada de voltaje variable* (VVI), figura 4, se utiliza un rectificador controlado o rectificador con diodos y modulador en unidades analógicas, mejor conocido como *chopper* (que no se ilustra), para transformar el voltaje de entrada de ca en CC de voltaje variable. La frecuencia de la salida se controla con la conmutación en secuencia de los transistores o los tiristores en el inversor en seis pasos discretos para producir la salida con la forma de onda ilustrada. La corriente sigue al voltaje en una onda más o menos senoidal.

El controlador de VVI es el sistema regulador más sencillo entre los tres tipos de unidades motrices con frecuencia variable, aunque incluye la máxima cantidad de componentes de filtro de CC, que consisten en un inductor de CC y capacitores (condensadores) de filtro que filtran el voltaje de entrada al inversor y almacenan energía para uso temporal.

En la unidad motriz con inversor de *entrada de la fuente de corriente* (Current-Source-Input, CSI), figura 4, se uti-

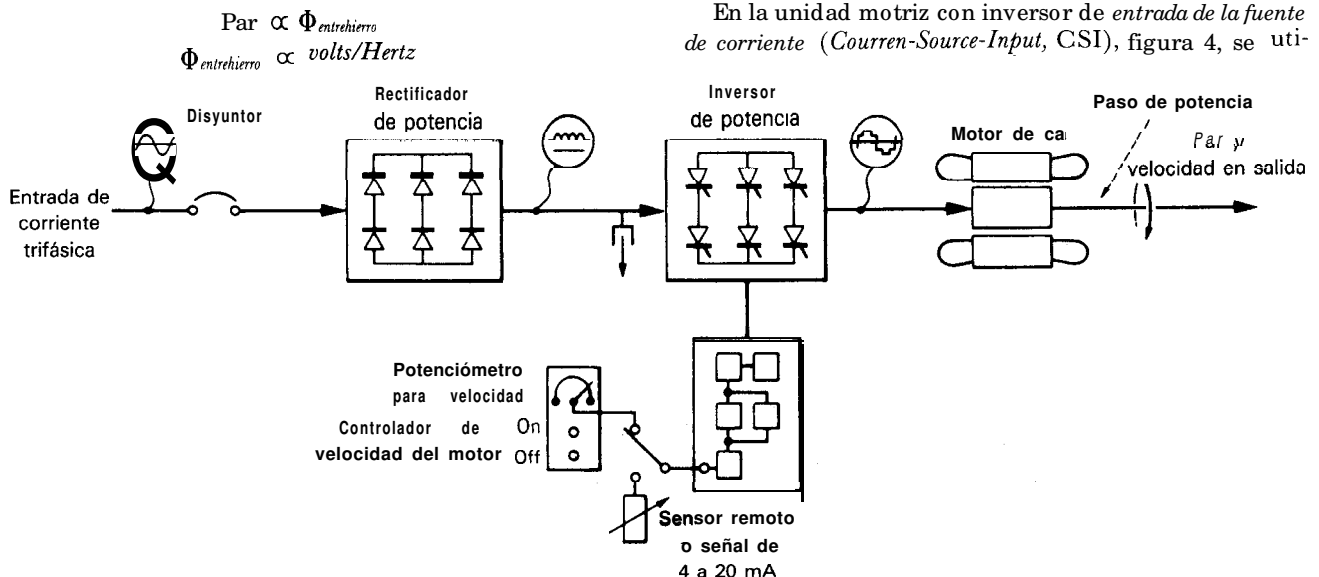


Fig. 3 El controlador de ca de frecuencia variable tiene cuatro componentes básicos

El interruptor inmóvil

Los componentes de estado sólido para conmutación han dado origen a la enorme aceptación de las unidades motrices de ca y cc de velocidad ajustable. La confiabilidad y eficiencia de estos componentes son esenciales para la conversión de corriente en las unidades. El grado de perfeccionamiento de esos componentes se ha reflejado en las unidades motrices. Hoy en día, los componentes son mucho mejores que los de hace unos cuantos años.

A continuación se describen estos componentes y su funcionamiento.

Transistores. Fueron los primeros dispositivos de estado sólido para conmutación y amplificación y los de empleo más sencillo. Tienen tres terminales: base, colector y emisor y la base controla la impedancia entre las otras dos. El transistor conduce hacia adelante cuando la corriente en la base es lo bastante alta y se apaga cuando es muy baja (véase esquema).

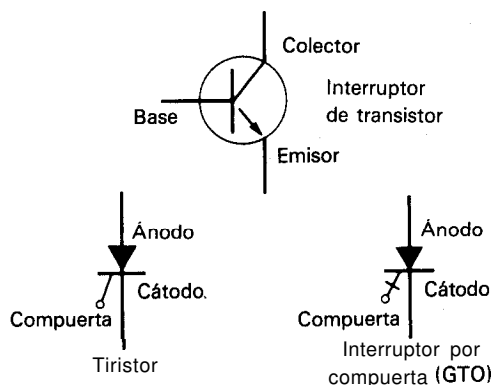
Hasta hace poco, los transistores estaban limitados a las unidades motrices pequeñas de ca porque no tenían capacidad para manejar la corriente en las de más de 5 hp. Ahora, con la aparición de los transistores de 460 V, se han hecho realidad las unidades motrices de ca transistorizadas, de alta potencia.

Tiristores. Un grupo de componentes de estado sólido que se encienden con la aplicación de voltaje o corriente externos; al principio se emplearon en unidades motrices de cc y en las de ca de alto caballaje, pero se los ha ido reemplazando por transistores en los sistemas de ca. La limitación de

los tiristores es que hay que apagarlos, pues se requiere en la compleja conmutación en los controladores de ca.

Rectificador controlado de silicio. El RCS es un tipo de tiristor con tres terminales: ánodo, cátodo y compuerta. Suele estar apagado hasta que se aplica un pequeño voltaje de "gatillo" en la compuerta (véase esquema) y luego empieza a conducir hacia adelante. El problema es que una vez que se enciende el RCS no se puede apagar con una señal negativa en la compuerta y sólo se apaga al cortar la corriente para el ánodo. En la unidad motriz de cc ocurre en forma automática cuando la ca de línea cambia de positiva a negativa. En la unidad motriz de ca se necesita conmutación forzada. Los RCS se emplean en unidades motrices de cc y en las de ca de más de 20 hp.

Interruptor por compuerta. El GTO es similar al RCS, excepto que se puede apagar con una señal negativa en la terminal de compuerta. Se utilizan en unidades motrices de cc y ca de menos de 20 hp.



liza también un rectificador controlado, o rectificador con diodos y *chopper* para convertir la ca en cc de potencial variable. La corriente detectada en los transformadores en la línea de ca es la base para variar el rectificador controlado. La sección de inversor produce corriente de frecuencia variable en seis pasos y el voltaje sigue a la corriente, con crestas de conmutación debidas al disparo de los tiristores como se ilustra.

La ventaja principal de la unidad motriz con CSI es que puede producir control completo de la corriente del motor con lo que se tiene control completo del par. Sin embargo, esta característica de control de corriente necesita un inductor de filtro grande y un regulador semi-complejo, por la dificultad de controlar el motor sólo con la corriente.

En la unidad motriz con inversor de *modulación de anchura de impulsor* (*Pulse-Width-Modulated*, PWM) se utiliza un rectificador de diodos para producir un voltaje constante de cc. Por ello el inversor controla el voltaje y la frecuencia. Para ello se varía la anchura y la frecuencia de los impulsos de salida de modo que el voltaje eficaz sea o menos senoidal.

Debido a que el controlador de PWM le presenta el motor una simulación muy aproximada de la potencia

de onda senoidal, se requieren pocos componentes. Sin embargo, las complejas formas de onda para conmutación en el inversor requieren el empleo del regulador de máxima complejidad en las unidades motrices descritas y las pérdidas por conmutación pueden ser elevadas.

Cada tipo de unidad motriz tiene ventajas específicas:

- A velocidad máxima y con plena carga, el momento en que la eficiencia de la unidad motriz es más crítica por la gran cantidad de potencia que debe manejar, los tres tipos citados de unidades motrices de frecuencia ajustable tienen eficiencia bastante aproximada, del 85 al 90% incluso el controlador y el motor.

- Las eficiencias de los tres tipos de unidades motrices pueden variar según el caballaje nominal y las condiciones de funcionamiento. Las unidades para alto caballaje tienen mayor eficiencia además de que funcionan más cerca de su capacidad nominal máxima de diseño.

- Las pérdidas en el motor están en función de la corriente de carga, que es la misma, sin que importe el tipo de unidad.

- El controlador de CSI conserva mayor eficiencia que los otros cuando se reduce la velocidad. Las pérdidas por conmutación, que se relacionan con la conmuta-

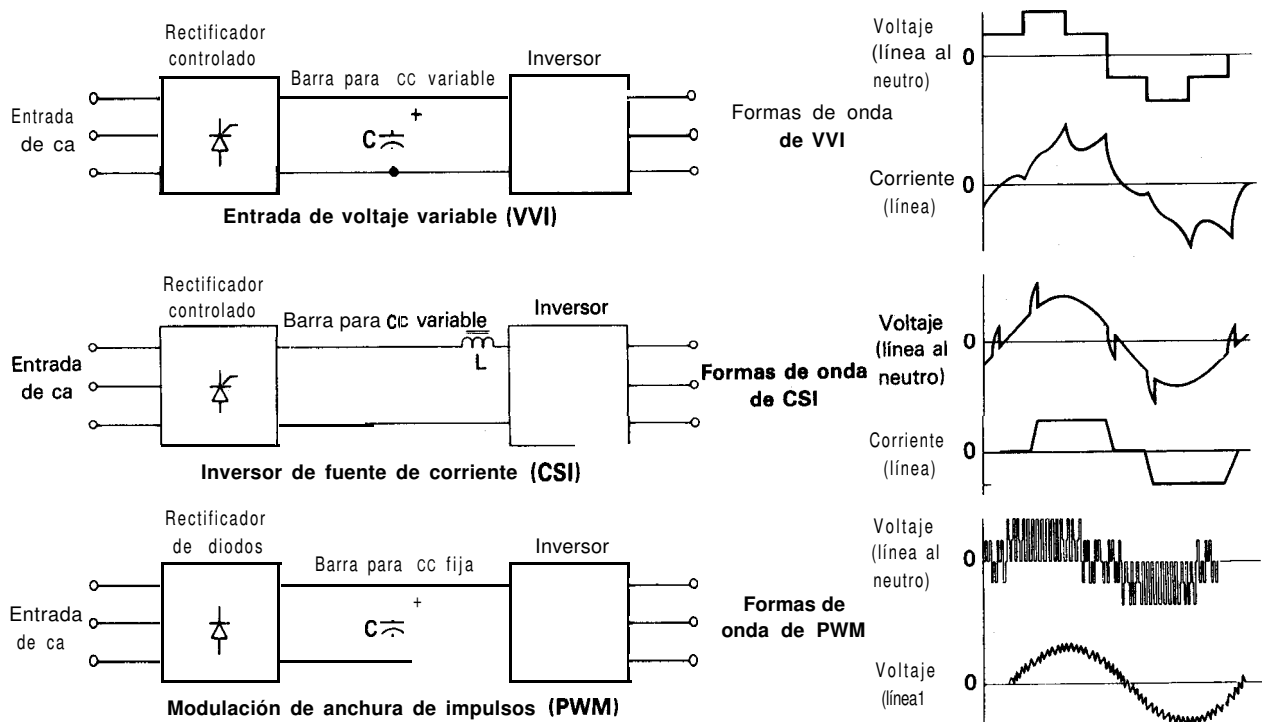


Fig. 4 Tres tipos de controladores de frecuencia variable convierten la ca en cc y varían de modo diferente la cc a ca

ción o apagado de los tiristores en el inversor y que son un importante factor en las pérdidas totales en el controlador, varían en proporción con el par y la corriente.

Para regulación precisa de la velocidad

Cuando se combinan un controlador de estado sólido con un motor sincrónico, de reluctancia o uno de imanes permanentes, se tiene velocidad controlada con una

variación de menos de 0.5 % de la velocidad establecida. Las modificaciones al regulador del controlador la pueden reducir a menos de 0.05 % para tener medición precisa en operaciones críticas de control.

A más de la velocidad base

La velocidad de un motor de ca es proporcional a la frecuencia de la señal enviada por el controlador: para casi todas las aplicaciones entre los límites de 6 Hz al arranque hasta 60 Hz a la velocidad base. Aunque las unidades motrices de ca pueden funcionar a más de la velocidad base, sólo entregan **caballaje constante** en ese intervalo y el par se reduce conforme aumenta la velocidad (Fig. 5).

Más de un motor

Una ventaja de las unidades motrices de ca es en aplicaciones en donde más de un motor debe funcionar a la misma velocidad o una proporcional con los demás. Los ejemplos incluyen unidades motrices de transportador con más de un motor, transportadores múltiples que descargan uno en otro y máquinas llenadoras que, a la vez, llenan los recipientes y los mueven. Una sola unidad motriz de ca, siempre y cuando sea para la corriente máxima demandada por los motores múltiples, los impulsará a todos a la misma velocidad y cada motor compartirá la carga por igual.

Cuando hay que mantener las velocidades de dos motores con una relación precisa, se utilizan unidades motrices de ca. Un ejemplo es un sistema mezclador de dos materiales en una cantidad fija. Para lograrlo, se impul-

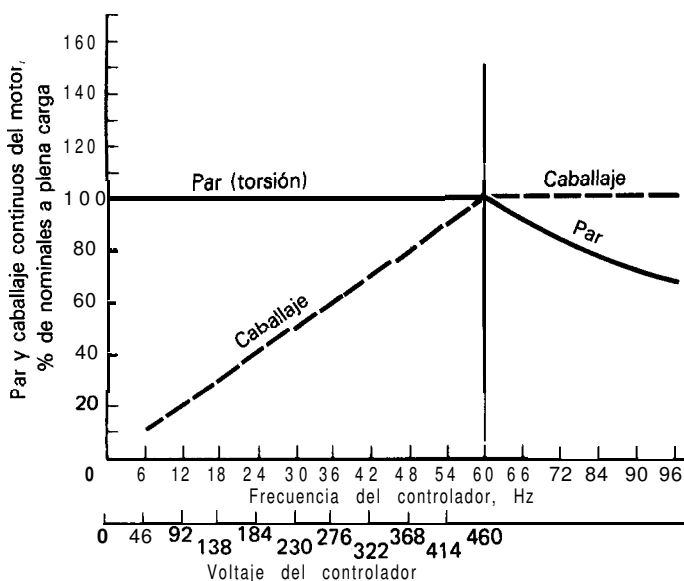


Fig. 5 La señal de frecuencia del controlador gobierna la velocidad del motor de ca

san los dos motores con controladores separados, cuyas salidas de frecuencia se regulan por una referencia maestra de velocidad: ésta permite que un solo operador tenga hasta 12 motores en marcha a velocidades proporcionales entre sí.

Hacer retroadaptación

Una ventaja de los controladores de ca es la facilidad con que se pueden instalar o retroadaptar en motores existentes para convertirlos al sistema de velocidad ajustable. Esto permite reducir la velocidad del motor cuando no se requiere máxima potencia, lo cual ahorra energía.

La unidad motriz de velocidad constante se sustituye por un controlador que se acopla con un transductor que detecta alguna variable en el flujo, como la presión o la temperatura. El inversor controla la velocidad del motor de acuerdo con las señales del transductor.

La retroadaptación brinda muchos beneficios en zonas geográficas en donde el precio de la energía es muy alto y el equipo trabaja en forma constante. En una retroadaptación para ventiladores en un sistema grande de bombeo, se convirtió un sistema de velocidad constante a velocidad ajustable. El costo inicial de los dos controladores, transductores y mano de obra de la conversión fue de 130 000 dólares. Sin embargo, se calculó que se recuperaría en menos de un año con base en ahorros de energía a razón de 6 centavos de dólar por kWh.

En otra aplicación, en una bomba centrífuga movida por un motor de inducción de 100 hp y con la velocidad regulada con un embrague de corriente parásita, se hizo la retroadaptación a un sistema de unidad motriz de estado sólido. El sistema que trabajaba 8 000 h/año con un costo de energía de 7 centavos de dólares por kWh tenía un costo por ese concepto de 25 984 dólares. Cuando se instaló el sistema de estado sólido, más eficiente, el costo se redujo a \$18 424/año.

Unidades motrices de CC de estado sólido

Hay varias razones por las cuales predominan estas unidades de CC. Las hay para una gama muy amplia de potencias, desde fraccional hasta miles de caballos. Controlan la velocidad con precisión, desde el arranque hasta la máxima.

Los controladores electrónicos para los motores de CC son sencillos y hay muchas opciones para aplicaciones especializadas, como son frenaje dinámico y regenerativo, control de aceleración y deceleración, control preciso del par, avance lento por etapas, control de tensión e inversión rápida. El conjunto de motor y controlador a veces cuesta un poco más que otras unidades motrices o sea el motor y una transmisión mecánica, electrome-

cánica o fluida; pero, la gran adaptabilidad de las unidades motrices de CC les dan gran utilidad.

Al contrario de las unidades motrices mecánicas, electromecánica o fluida, la de CC varía la velocidad de salida porque modifica la velocidad del eje de la máquina motriz. Otros sistemas de unidades motrices que son básicamente acoplamientos controlados entre el motor y la carga, no cambian la velocidad del eje del motor que suele ser de ca de inducción, que sólo funciona a velocidad sincrónica. En esos casos, la velocidad se reduce al convertir la energía en calor de desecho. Pero las unidades motrices de estado sólido sólo consumen la energía requerida para satisfacer la demanda y las pérdidas, y

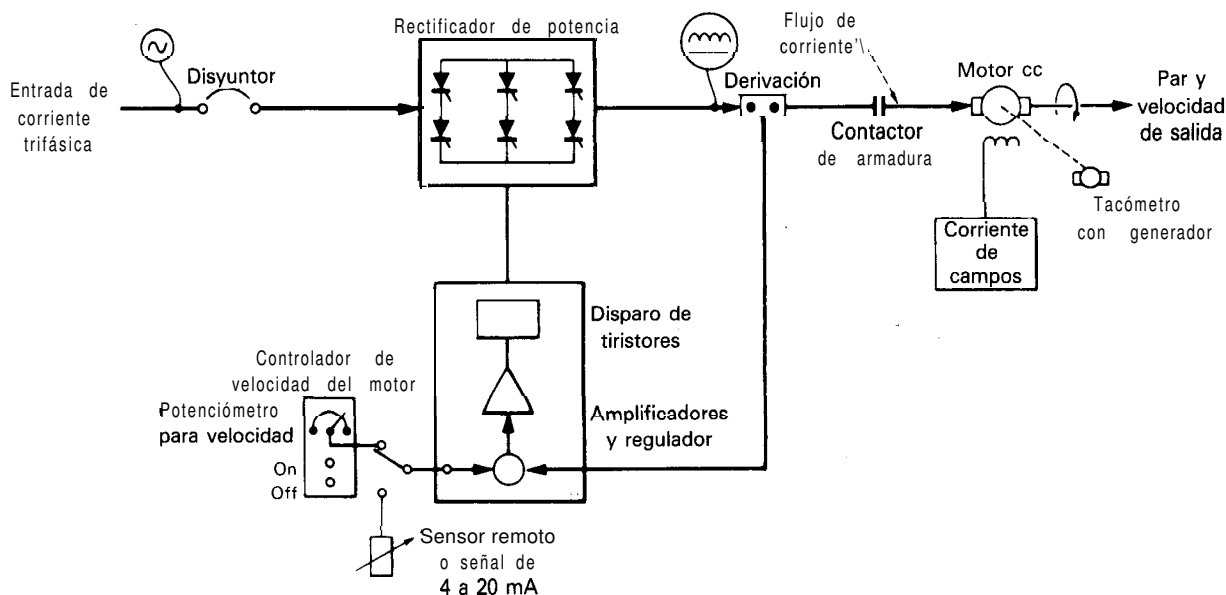


Fig. 6 Diagrama del control de unidad motriz de CC de estado sólido de velocidad ajustable

son muy efectivas en costo cuando es importante ahorrar energía.

Otra ventaja de estas unidades motrices es la desconexión rápida entre el par de impulsión y la carga, lo cual es importante cuando hay que detener el funcionamiento con rapidez.

Componentes y técnicas de control básicos

Las primeras unidades motrices de CC de velocidad variable eran de gran tamaño e incluían el motor y un motogenerador que producía el voltaje ajustable necesario. Pero hace unos 25 años, la aparición del RCS o del tiristor lo cambió todo. El controlador consta ahora de una unidad de potencia (rectificador), regulador (amplificador de señal) y la sección de referencia o sea el control por el operador (Fig. 6).

El rectificador, que puede tener hasta seis tiristores, convierte la CA y CC para el motor. Los controladores para motores de 5 hp o más pequeños suelen tener rectificadores monofásicos de onda completa y en los motores grandes se emplean los trifásicos de onda completa.

El regulador controla el disparo de los tiristores y, por tanto, la salida del rectificador.

Igual que en el sistema de CA, la sección de referencia consiste en un potenciómetro y un interruptor. El motor de CC tiene dos componentes básicos: el conjunto de armadura y conmutador y los campos. La armadura tiene devanados y gira para producir potencia mecánica; los devanados terminan en las barras o delgas de cobre del conmutador. La corriente se aplica a la armadura mediante escobillas (carbones) que apoyan contra el conmutador. Los campos también son devanados, pero están montados dentro de la carcasa del motor y producen flujo electromagnético en el pequeño entrehierro que hay entre los campos y la armadura.

El método básico para cambiar la velocidad del motor es variar el voltaje aplicado a la armadura, que se conoce como control por armadura o voltaje. Conforme aumenta el voltaje de la armadura, también subirá la velocidad, dentro de ciertos límites.

Limitaciones en las industrias de procesos

No obstante, las unidades motrices citadas tienen algunos inconvenientes en muchas de las industrias de procesos químicos.

Primero, es difícil que los motores de CC sean a prueba de explosión; se puede hacer, pero se necesitan un blindaje considerable y complejos ductos para el aire de enfriamiento o bien una carcasa o un alojamiento especiales. El problema está en el punto de contacto entre las escobillas y el conmutador en donde la CC entra a la armadura. Como las escobillas rotan a través de las barras del conmutador y hacen y rompen el contacto, ocurren chispas. Esta es la zona que debe estar hermética a todos los vapores en las inmediaciones.

Además, los motores de CC abiertos son sensibles a las atmósferas corrosivas o con partículas. Los materiales corrosivos, como los halógenos y sulfuros atacan la superficie del conmutador, la pican y así no pueden pasar

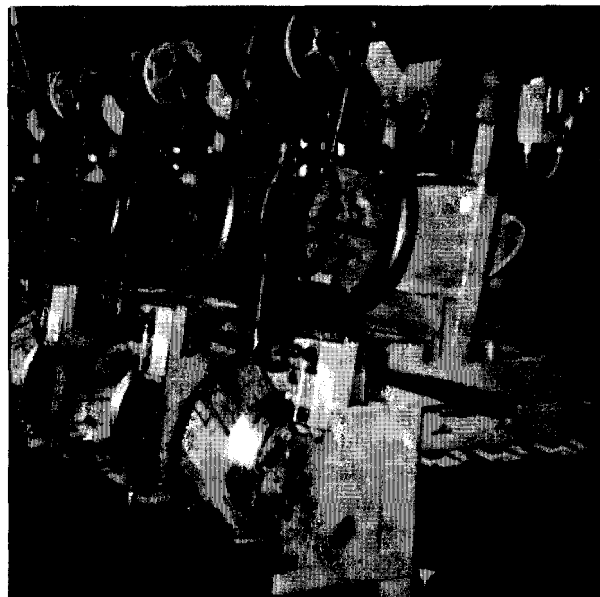


Fig. 7 Motor de 3 hp acoplado a una unidad motriz con control modular de CC para mover un alambre en un baño de galvanización

la corriente. Las partículas de polvo de sílice u otros abrasivos se enclavan en las escobillas y rayan el conmutador.

La zona de escobillas y conmutador es la que ocasiona más problemas de mantenimiento. Cuando la corriente pasa entre las escobillas y la armadura, se forma una película dura de óxido en el conmutador que puede ser útil o perjudicial. Mientras no se mueve, minimiza el desgaste de las delgas de cobre blando del conmutador. Pero cuando hay arranques y sobrecargas frecuentes y ataque por productos corrosivos, la película se deshace en escamas que se enclavan en las escobillas; entonces, la película se vuelve un abrasivo que raya el conmutador. La profundidad de las rayaduras puede ser desde una "rosca" ligera hasta ranuras profundas y para eliminarlas hay que torneear el conmutador.

Hay disponibles sistemas de vigilancia de escobillas para muchos motores de CC, que eliminan las conjeturas en cuanto al mantenimiento porque generan una señal cuando se ha gastado el 85% de las escobillas.

Regulación precisa de la velocidad

Con las unidades motrices de CC de velocidad ajustable, se puede mantener la velocidad muy cerca de un valor establecido. Con un voltaje dado, el cual es proporcional a la velocidad, aplicado a la armadura y con toda la corriente de campos, el motor mantendrá alrededor del 95 % de la velocidad establecida (5 % de caída) si la carga sobre el eje varía alrededor de 5 a 100 %. Esta caída se puede disminuir con la retroalimentación del voltaje de armadura y si se conecta con el regulador, la regulación de velocidad se puede mantener a alrededor del 99% del valor establecido (1% de caída).

Para regulación muy precisa de la velocidad, se utilizan tacómetros con generador, que se montan en el eje

del motor y generan un voltaje proporcional a la velocidad. Cuando esta señal se aplica al regulador, la caída de velocidad se puede mantener a 0.1%. La retroalimentación desde el tacómetro también permite que las unidades motrices de CC trabajen con suavidad a 1/100 de la velocidad nominal.

El costo de la retroalimentación del tacómetro es que equivale a una pequeña pérdida de eficiencia del motor, pues en realidad es un generador pequeño que produce una señal proporcional a la velocidad del motor. Debido a que se impulsa con el motor, también equivale a una demanda integrada, aunque sea pequeña.

La mayor parte de las unidades motrices de CC pueden trabajar a velocidades muy bajas con excelente seguimiento de la velocidad establecida. Sin embargo, la mayor parte de ellas tienen ventiladores internos montados en el eje. Si se requiere funcionamiento con alto par y alta corriente a bajas velocidades, de menos del 60% de la nominal, se puede necesitar otro ventilador para que no se sobrecaliente el motor.

Adaptabilidad excepcional

Como se mencionó, las unidades motrices de CC pueden efectuar muchas funciones que no tienen otras unidades de velocidad variable; ésta es una de las razones de su empleo tan extenso.

Las unidades motrices de CC se pueden invertir o accionar en reversa con rapidez, cosa que no ocurre con muchas de las mecánicas, electromecánicas, fluidas o de ca. Además, cuando se utilizan ciertos tipos de controladores, el motor se puede convertir en generador para actuar con freno dinámico (la potencia se disipa en una serie de resistores) o regenerativo (se devuelve la potencia a la línea de corriente) para cargas de elevada inercia, como en las centrifugas.

Estas unidades motrices pueden funcionar en su gama de velocidad nominal con un par constante. Pero, en ciertos casos, pueden trabajar a una velocidad mayor a

la nominal o base, mediante la reducción del flujo de campos. El funcionamiento a más de la velocidad base es con caballaje constante, con par decreciente en proporción, pero puede llegar hasta al 400 % de la velocidad base. Además, se pueden proyectar para controlar tanto la velocidad como el par (torsión).

Las aplicaciones incluyen accionamiento de extruidores, máquinas trefiladoras y embutidoras, revestidoras, laminadoras, bobinadoras y otro equipo que debe ser sensible a las limitaciones por tensión o viscosidad (Fig. 7). En estos casos, los controladores se diseñan para regular la corriente de armadura, que es proporcional al par. Se suelen acoplar con transductores de tensión o de presión que vigilan el parámetro del proceso que se controla.

Economía y energía

Las unidades motrices de CC de una potencia dada tienen un costo inicial algo mayor que el de un motor de inducción acoplado con una unidad motriz mecánica, fluida o electromecánica. Esto se debe a que los controles requeridos para regular la velocidad del motor de CC son más complejos que con las otras unidades motrices, aunque ninguna de ellas puede alterar la velocidad de la máquina motriz. Esta función fue exclusiva de las unidades motrices de CC y, desde hace poco tiempo, de las de ca de velocidad ajustable. Los acoplamientos de las otras unidades motrices varían la velocidad de salida, pero a expensas de la corriente para convertir la energía mecánica en calor.

Los controladores de CC funcionan con una eficiencia aproximada de 98% y la del motor es entre 87 y 90%. Con ello la eficiencia total típica es de 86%, que es mucho mejor que en los otros tipos de unidades motrices cuando hay que trabajar por mucho tiempo a velocidad reducida. En muchos casos, por ejemplo, en secadores, extruidores y bombas, la unidad motriz de CC es más barata, a la larga que las de los otros tipos.

Transmisiones mecánicas

Las transmisiones mecánicas de velocidad variable son las más sencillas, menos costosas y antiguas para variar la velocidad entre un eje o árbol impulsor y un eje impulsado. Suelen ser ligeras de peso, eficientes y de mantenimiento fácil. La mayor parte funcionan mediante la conversión de velocidad en par motor (torsión) es decir, cuando se reduce la velocidad aumenta el par. Algunas pueden aumentar la velocidad del eje de salida por medio de poleas, engranes, etc., hasta una más alta que la del motor, pero sólo con reducción del par.

La eficiencia de las transmisiones mecánicas depende en general de la cantidad de pérdidas entálpicas internas, como la fricción y no por el deslizamiento entre un componente y otro.

Las ventajas principales de estas transmisiones son la sencillez, facilidad de mantenimiento y bajo costo; sus desventajas son que requieren cierto grado de manteni-

miento y que no pueden desacoplar la carga con rapidez.

Hay cuatro tipos básicos en uso: bandas (correas), cadenas, bloques de madera y tracción. Los tres primeros son similares porque hay una banda continua (que puede ser de tela ahulada, una cadena o bandas con bloques de madera) que transmiten la potencia de una polea ajustable a otra. El tipo de tracción es más reciente y transmite el par entre una serie de conos, discos o esferas que están en contacto estrecho.

Bandas: ligeras, fuertes, de fácil servicio

La transmisión con bandas está basada en un par de poleas ajustables y una banda de tejido compuesto con caucho que se mueve entre ellas. Las poleas se pueden abrir o cerrar en sentido axial para cambiar el paso efec-

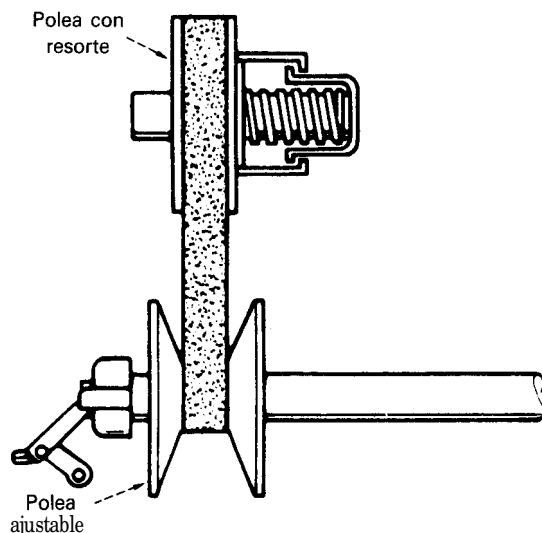


Fig. 8 La reducción con las bandas depende de las aberturas relativas de las poleas

tivo al cual la banda toca las poleas (Fig. 8). La relación de transmisión depende del grado en que se abra una polea por comparación con la otra. En algunos casos, sólo la polea impulsora es ajustable y la impulsada tiene paso fijo; en otros casos, ambas son ajustables.

La velocidad se puede variar con un mecanismo de tornillo Vernier, eléctrico o manual, para mover las mitades de la polea hacia dentro o afuera (Fig. 9). También hay mecanismos mecánicos y neumáticos para ese desplazamiento.

Las bandas son para aplicaciones con par bajo o moderado y hasta 100 hp; para potencias más altas se emplean bandas dobles. La reducción puede ser hasta de 10: 1. La velocidad máxima típica, sin reductor por engranes, es de 4 000 rpm. Muchas unidades motrices incluyen un motor de inducción de ca, reductor por banda y un reductor de engranes de paso fijo, que permiten el

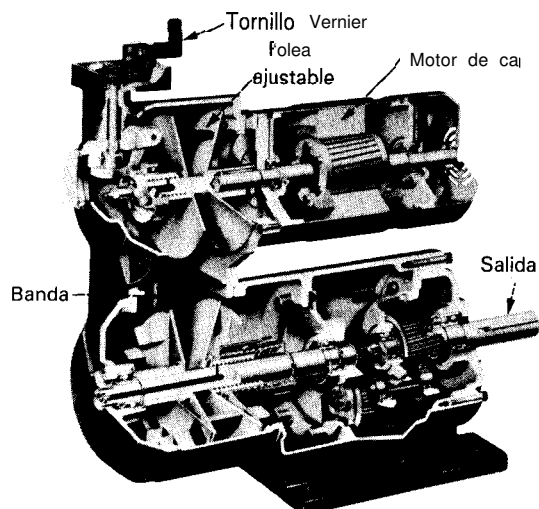


Fig. 9 La velocidad de la transmisión mecánica se puede cambiar con un tornillo Vernier

funcionamiento de la banda en una gama óptima de velocidad para cumplir los requisitos de velocidad de salida y potencia.

La eficiencia de las bandas es muy alta y puede llegar al 95 %. Ofrecen buena protección contra sobrecarga y "ahogo" porque la banda patinará al someterla a una fuerte sobrecarga, lo cual evita daños al motor y da gran suavidad de funcionamiento. Las bandas no tienen control preciso de la velocidad y la exactitud puede variar en 5%.

Las bandas se seleccionan por su peso ligero, tolerancia a los choques y facilidad de servicio en equipo como transportadores, revolventes portátiles y equipos móviles.

Nuevos sistemas de bandas

Aunque las transmisiones con bandas de velocidad ajustable son las más antiguas que existen, no se ha estancado su perfeccionamiento. Las bandas han sido siempre el factor crítico. En la actualidad, los nuevos materiales y técnicas para reforzamiento permiten tener sistemas con una sola banda de tela y compuesto de caucho para 50 hp y sistemas con bandas dobles para 100 hp.

Hay también un nuevo diseño que prolonga mucho la duración de las bandas, en el cual se utiliza una leva detectora del par en la polea de velocidad variable para producir sólo el par necesario para acelerar la carga y mantener la banda contra las poleas. Estas transmisiones están disponibles hasta para 50 hp y se utilizan para ventiladores.

Transmisiones con cadena, para un par elevado

Los principios de las transmisiones con cadena son similares a la de banda, pero se emplean uno de dos tipos de cadenas. Un tipo de cadena tiene secciones laminadas

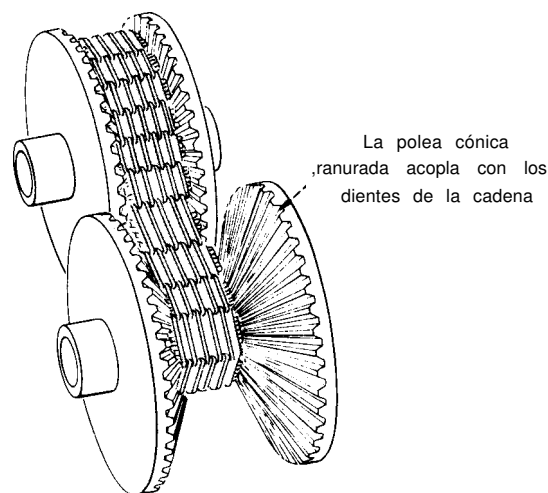


Fig. 10 Los dientes autoformables de la cadena impulsan la polea móvil

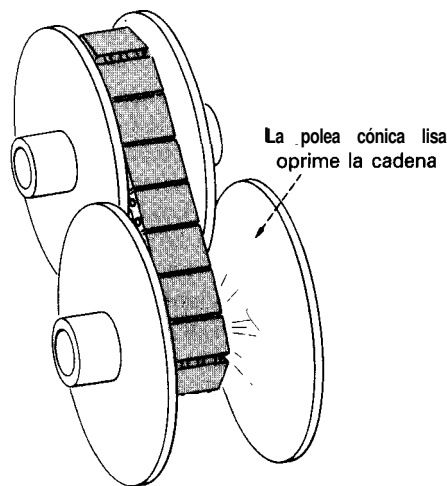


Fig. 11 Los pasadores alargados de la cadena tocan con las poleas

y cada eslabón consta de cierto número de laminillas, laminadas en el sentido de avance, entre las cuales se desliza en sentido transversal un grupo de listones de acero endurecido, que hacen contacto con la polea móvil (Fig. 10). El otro tipo de cadena es similar a la utilizada con catarinas, excepto que tiene pasadores alargados para hacer contacto con las poleas (Fig. 11).

La capacidad de la transmisión con cadena depende de la relación de reducción; cuando mayor es la relación, menor es la capacidad. Para reducciones muy elevadas, los fabricantes 'tienen curvas para reducir o "despotenciar" el par y la potencia.

Las cadenas pueden durar mucho más cuando se utilizan con cargas suaves, pueden transmitir pares mucho más alto y controlar mejor la velocidad que las bandas. Además, la transmisión con cadena puede ser más pequeña que una con bandas de potencia comparable.

Las cadenas no tienen protección contra cargas de choque y sólo son adecuadas para baja velocidad. El deslizamiento excesivo puede destruir los bordes de los listones laterales. Además, cuestan alrededor de un 50% más.

Las aplicaciones incluyen transportadores permanentes, molinos de tambor y otras cargas que se caracterizan por un par elevado, largos ciclos de trabajo y muy poco juego muerto.

Bloques de madera, para servicio pesado

Las transmisiones con bloques de madera, igual que las de banda, son de las más antiguas para velocidad

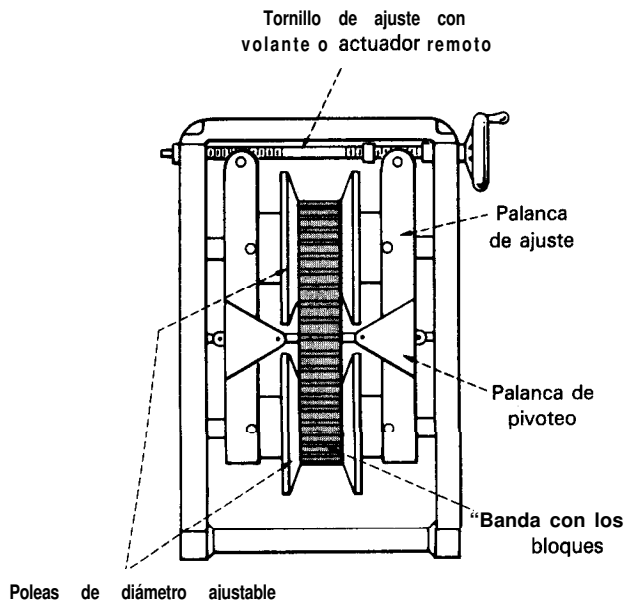


Fig. 12 La transmisión con bloques de madera transmite el par

ajustable. Tienen semejanza física con las de banda porque una tira continua móvil transmite el par entre la polea impulsora y la impulsada. Para variar la velocidad, se hace un ajuste axial de las poleas para modificar el punto de contacto de los bloques; en muchos casos, ambas poleas son ajustables.

Las transmisiones con bloques de madera han subsistido aunque haya mecanismos más modernos y veloces, porque son muy fuertes, pueden soportar sobrecargas extremas y proteger la máquina motriz.

La sección propulsora es una hilera de bloques de madera rectangulares, transversales con extremos forrados con cuero. Se atornillan en una banda tejida con espacio entre los bloques para permitir la flexión (Fig. 12). A menudo funcionan durante años en condiciones de mucho juego muerto, sobrecargas, cargas de choque e incluso en atmósferas abrasivas. Son de fácil instalación en sentido horizontal o vertical. Sus principales limitaciones son su voluminosidad y baja velocidad de entrada, de menos de 500 rpm, que requiere instalar un reductor de engranes entre el motor y la transmisión.

Las aplicaciones incluyen trituradoras y quebradoras y otros aparatos que se pueden atascar o estar sometidos a cargas de choque intensas y frecuentes y que necesitan un elevado par de arranque, como las mezcladoras de pinturas.

Unidades motrices electromecánicas con deslizamiento

Otras técnicas para variar la velocidad de un motor son el embrague electromecánico y el motor de rotor devanado, en los cuales se emplean uno de dos

principios electromagnéticos para variar el grado de deslizamiento entre la unidad y el componente impulsado (Fig. 13).

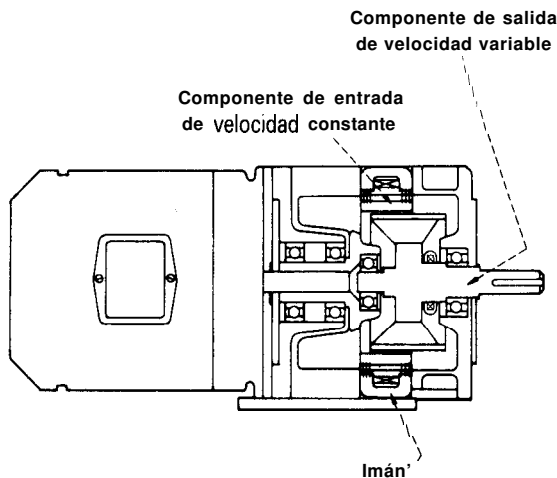


Fig. 13 Los embragues eléctricos tienen campos magnéticos o eléctricos para transferir el par

Al contrario de las transmisiones con banda o cadena, los embragues eléctricos no aumentan el par (torsión) cuando se reduce la velocidad. Su precio es más o menos igual que el de las mecánicas más costosas.

Control de velocidad preciso y de cambio rápido

Los embragues eléctricos tienen la ventaja de un cambio rápido en la reducción (algunos tienen velocidades de 1 600 ciclos/ min), desde deslizamiento total (cero salida) hasta acoplamiento total (casi el 100% de la velocidad del motor). Con acoplamiento total, sólo consumen la energía para mantener excitados los campos y es de menos del 1% de la requerida por otras unidades.

Otra ventaja de los embragues eléctricos por comparación con los mecánicos, es la sencillez de los modos de control. El más común, por supuesto, es el control de velocidad. Un tacómetro con generador envía señales de retroalimentación de CC desde el eje de salida hasta el excitador de campos y puede regular la velocidad con una aproximación de 0.1% al valor establecido.

Además, los embragues eléctricos se pueden controlar con una serie de entradas relacionadas con el proceso, como termistores, transductores de presión o de flujo y celdas fotoeléctricas. En algunos casos, la señal de control es la corriente del motor, que es proporcional al par, a fin de regular el par de salida.

La ubicación de los controles de los embragues eléctricos suele ser más accesible que en las transmisiones mecánicas o fluidas. Los controles suelen estar en una estación para el operador, alejada del embrague, lo cual no suele ocurrir con las transmisiones citadas.

Una de las desventajas de los embragues eléctricos es que, igual que con las transmisiones fluidas, generan calor cuando se deslizan o patinan; la parte de la energía mecánica que no se utiliza para mover la carga se convierte en calor.

La mayor parte de los embragues pequeños para menos de 50 hp, se enfrían con aire con ventiladores integrales; en los de más de 100 hp se suele emplear enfriamiento por agua.

Otra posible desventaja de los embragues eléctricos es que el control de la corriente para las bobinas es con anillos colectores externos. Aunque el voltaje de CC que pasa por los anillos es pequeño, hay el peligro de chisporroteo.

Cómo funcionan los embragues de corriente parásita

Los embragues de corriente parásita se basan en el principio de que cuando un conductor corta las líneas de flujo magnético se induce corriente. Cuando esta corriente es aleatoria, se llama corriente parásita y es indeseable en los motores porque aumenta las pérdidas. Pero, en estos embragues son deseables porque generan sus propios campos magnéticos. Estos campos interactúan con campos magnéticos aplicados para producir una fuerza que ocasiona que un componente de salida, que es una estrella o araña, siga el movimiento del componente impulsor que es un tambor (Fig. 14).

El tambor ferroso se suele impulsar con un motor de ca. La estrella de salida es concéntrica con el tambor y lleva la bobina y anillos colectores para el control de la CC. Cuando gira el tambor, el campo de corriente parásita y el campo principal producen un flujo neto en el entrehierro entre el tambor y la estrella, que es proporcional a la corriente de la bobina. La estrella puede girar libre en sus cojinetes. Con plena carga, el deslizamiento es entre 3 y 5%.

La eficiencia de estos embragues es linealmente proporcional al deslizamiento, en porcentaje de velocidad de entrada. La eficiencia máxima, a plena velocidad es del 96 %, pero cae con rapidez cuando se reduce la velocidad. Por ello, estos embragues se utilizan en aplicacio-

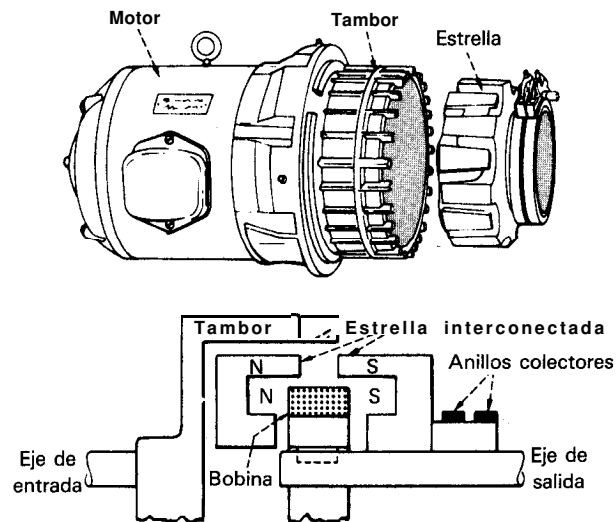


Fig. 14 La estrella sigue al tambor en el embrague de corriente parásita

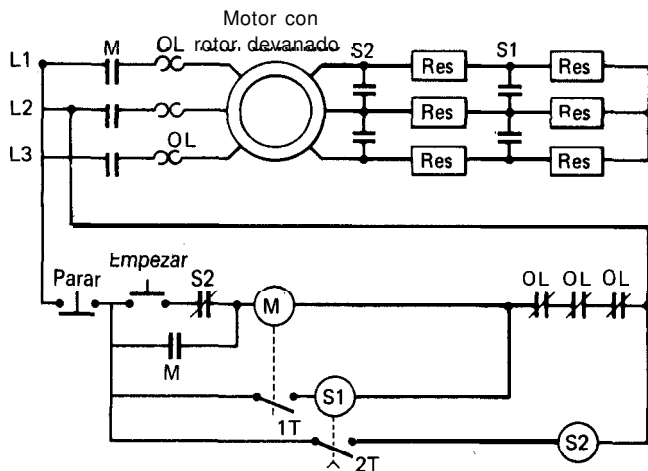


Fig. 15 El motor trifásico de rotor devanado maneja cargas de elevada inercia

nes en donde se requiere funcionamiento casi constante a máxima velocidad o cerca de ella. La relación máxima de velocidad no suele ser de más de 2: 1.

Estos embragues están disponibles en más tamaños y capacidades que los de partículas magnéticas. Las aplicaciones incluyen ventiladores, bombas centrífugas, sopladores y otros sistemas de fluidos de funcionamiento continuo a velocidad máxima o cerca de ella. Otras aplicaciones menos comunes para par constante son extruidores y transportadores.

Adaptabilidad con motor de rotor devanado

El motor de inducción de rotor devanado es similar al de ca de jaula de ardilla, excepto que el rotor está conectado con tres anillos colectores. Este motor tiene características de velocidad y par similares al motor de inducción convencional pero ofrece la facilidad del control de corriente y par de arranque y de velocidades de funcionamiento (Fig. 15).

El motor de rotor devanado produce la variación de la velocidad porque envía parte de la corriente destinada para el rotor, a través de resistores externos por medio de anillos colectores. En casi todos estos motores, la energía se disipa en los resistores en forma de calor, que representa pérdida de energía y para fines de diseño se considera lo mismo que el "deslizamiento" electromecánico que ocurre en los embragues de corriente parásita.

Si la carga va a tener deslizamiento continuo, hay que calcular el motor con todo cuidado para la aplicación, porque se producirá mucho calor en los resistores y hay que disiparlo para evitar que se dañen. Los motores de rotor devanado tienen funcionamiento estable a velocidades del 50% de la base; después, es probable que la velocidad tenga variaciones constantes según cambie la carga.

Las aplicaciones incluyen bombas para efluentes y lodos en donde la suavidad del arranque de este motor le permite vencer elevadas cargas de inercia sin sobrecarga.

lentamiento. También se utilizan en ciertos servicios con par constante.

Unidades motrices de velocidad ajustable con transmisión fluida

Las transmisiones fluidas de velocidad ajustable funcionan como las electromecánicas, porque la reducción de la velocidad se basa en el deslizamiento controlado entre un impulsor y un rotor. Al contrario de las transmisiones con banda o cadena no hay intercambio entre reducción de velocidad y multiplicación del par o torsión. El grado de deslizamiento corresponde al de reducción de velocidad y es energía perdida que se disipa como calor.

Las transmisiones fluidas, al contrario de las electromecánicas tienen seguridad inherente. No hay contacto de metal con metal y la potencia se transmite del impulsor al rotor por medio de un líquido, con lo cual no pueden ocurrir chispas.

Para cargas grandes

El costo de las transmisiones fluidas, comparado con el de las mecánicas y electromecánicas es elevado y no pueden competir en precio con éstas en capacidades de menos de 25 hp. En la gama de 50 a 200 hp son más asequibles. En muchos casos, sus características de funcionamiento las hacen deseables en las industrias de procesos químicos sin que importe el precio.

Las transmisiones fluidas se caracterizan por su alta capacidad de potencia, transmisión suave del par o torsión, tamaño grande y la necesidad de disipar el calor. Se utilizan en aplicaciones en bombas para oleoductos, quebradoras y otro equipo con ciclos de trabajo muy largos. Otras características incluyen funcionamiento muy suave, tolerancia a las cargas de choque, capacidad para estar "al freno" durante un tiempo limitado, seguridad inherente pues están totalmente cerradas y no hay contacto de metal con metal y soportan atmósferas abrasivas.

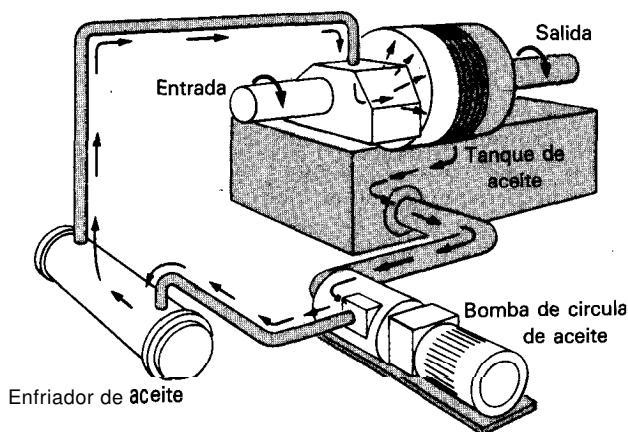


Fig. 15 La transmisión fluida puede necesitar muchos componentes adicionales

Asimismo, suelen requerir una instalación grande para funcionamiento eficiente. Casi todas necesitan intercambiadores de calor; otras en lugares muy fríos, necesitan calefactores para mantener la viscosidad del líquido hidráulico (Fig. 6).

Hay dos tipos básicos de transmisiones fluidas con velocidad ajustable en las industrias de procesos químicos: hidrodinámica e hidrovíscosa.

Para máximas cargas y mínima reducción

Las transmisiones hidrodinámicas, llamadas también acoplamiento fluido son similares a los que se usaban en vehículos hasta hace unos cuantos años, transmiten movimiento mediante un remolino o vórtice hidráulico entre el impulsor y el rotor, pero no hay multiplicación del par (torsión). Para variar la velocidad, se ajusta la cantidad de líquido en el vórtice toroidal (Fig. 17). Cuando gira el impulsor produce el vórtice que empuja contra las aspas del rotor para producir el par de salida.

Cuando el vórtice es pequeño, el deslizamiento entre el impulsor y el rotor es grande y también lo es la reducción de velocidad, pero, este deslizamiento produce considerable disipación de calor y menor eficiencia. Por ello, estas transmisiones sólo alcanzan su máxima eficiencia de alrededor de 95 % cuando funcionan con mínima reducción de velocidad y casi a la carga máxima. En este aspecto, trabajan en forma muy parecida a la de los embragues de corrientes parásitas o de partículas magnéticas.

Estos acoplamientos no deben funcionar largo tiempo con un elevado deslizamiento. Para tener par constante,

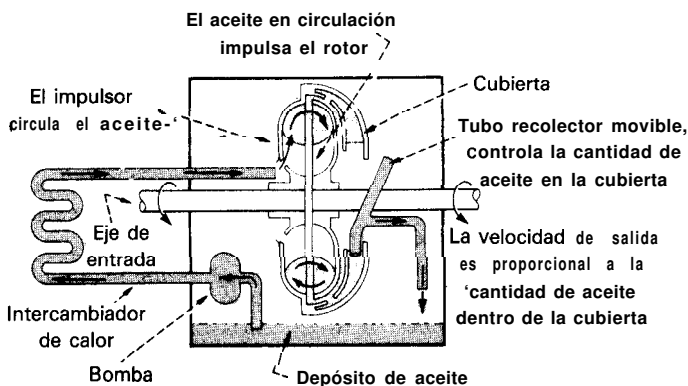
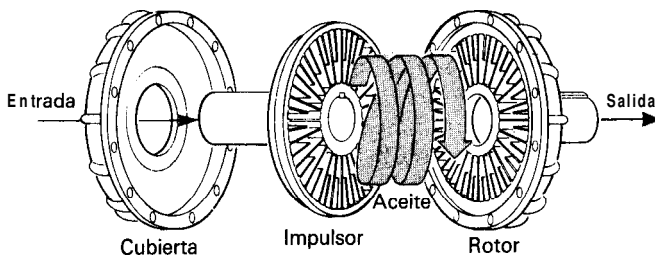


Fig. 17 El vórtice de líquido transmite el movimiento entre el impulsor y el rotor en el sistema hidrodinámico

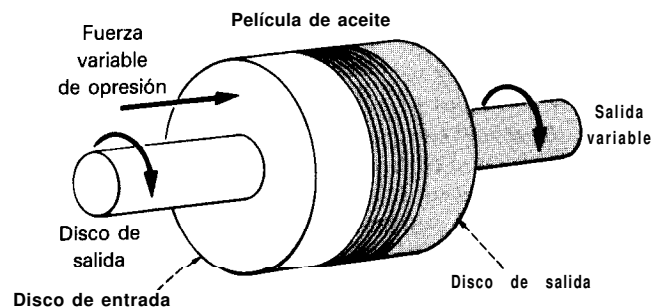
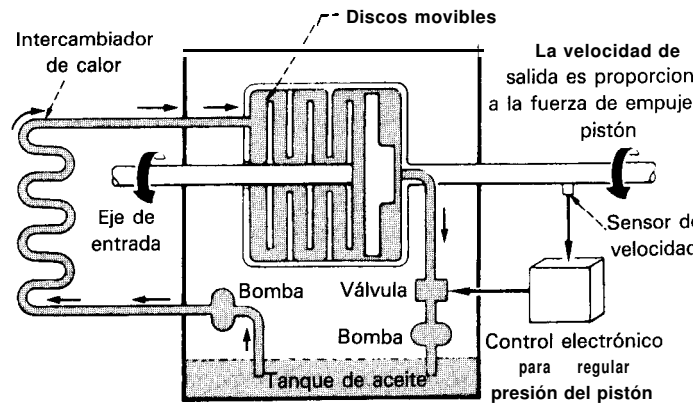


Fig. 18 En la transmisión hidrovíscosa el espaciamiento entre los discos controla el deslizamiento y la velocidad

la velocidad mínima es alrededor del 35% de la de entrada; para aplicaciones con par variable, la mínima es de 20%.

El control del vórtice se logra con un tubo recolector que elimina líquido en el vórtice. Cuando se hace girar el ángulo del tubo más hacia el líquido en movimiento, extrae más líquido y produce más deslizamiento. El mecanismo de control se puede conectar con un control automático externo que permite que el acoplamiento responda a los cambios en la carga.

La propulsión hidrodinámica se suele acoplar, a veces en forma directa, con un motor de ca, al cual protege contra cargas de choque, sobrecargas de par y vibración torsional.

Una ventaja de esta transmisión es que puede controlar la aceleración de la carga. El par de arranque puede ser alto o bajo, según la capacidad del motor. Por ejemplo, una transmisión para una centrifuga muy cargada puede necesitar arranque lento a fin de que el par o torsión de inercia no "ahogue" el motor y éste puede alcanzar su máxima velocidad antes de aplicar mucha carga.

Las aplicaciones incluyen compresores de aire, molinos de bolas, transportadores, separadores y quebradoras.

Para alto caballaje y servicio continuo

Las transmisiones hidrovíscosas son la elección para aplicaciones de muy alto caballaje de funcionamiento

continuo o casi continuo, de más de 2 500 h/año. Resultan costosas por comparación con las mecánicas en la gama de pequeño caballaje. Muchas se construyen para un caso específico. También se las podría llamar de discos múltiples.

Estas transmisiones aparecieron en el mercado hace unos 25 años y los modelos iniciales eran para 200 hp o menos y se utilizan para mover bombas y ventiladores de tamaño mediano.

Funcionan como sigue: los discos espaciados en sentido axial en el eje de entrada están intercalados con discos correlativos montados en el eje de salida. El espacio entre los discos se llena con aceite especial. Cuando gira el eje de entrada, se produce una fuerza cortante en el aceite que produce fuerza de impulsión en la superficie del disco de salida, que se convierte en torsión en el eje de salida.

El control de la velocidad es con aceite a presión aplicado a los discos de salida con un actuador de pistón (Fig. 18) el cual empuja los discos para aproximarlos entre sí, reducir el deslizamiento y disminuir la reducción entre los ejes de entrada y salida. La presión de actuador se controla con un servomecanismo externo.

Una característica importante de estas transmisiones es su tiempo rápido de respuesta; se pueden cambiar de carga baja a plena carga en una fracción de segundo. Además, pueden funcionar durante años con temperatura variable y en atmósferas muy abrasivas. Una desventaja es la poca exactitud de control de velocidad.

Sus aplicaciones más comunes son para bombas grandes, ventiladores y otros sistemas de elevada inercia que deben funcionar durante años con mínimo mantenimiento.

Agradecimientos

La figura 8 y la figura 14 se obtuvieron de "Controlling Power Transmissions", por Ralph L. Jaeschke, publicado por los redactores de *Power Transmission Design*, Penton/ITC Publications, Cleveland, Ohio.

Las figuras 10, 11 y 18, están basadas en ilustraciones que aparecieron en *Machine Design*, Penton/ITC Publications, Cleveland, Ohio.

El autor



Thomas R. Do11 es Gerente Técnico de Mercadotecnia del A-C V*S Products Group de Reliance Electric Co., que fabrica variadores de velocidad en todo el mundo. (P.O. Box 608, 55 U. S. Highway No. 46, Pine Brook, N.J.). Sus actividades incluyen apoyo técnico a los vendedores y otras funciones de mercadotecnia y tiene muchos años de experiencia. Asistió al Stevens Institute of Technology y New York University. Es miembro de American Water Works Assn., y de Soc. of Naval Architects and Marine Engineers.

Unidades motrices con motor neumático para bombas pequeñas

Los motores neumáticos compactos, confiables y poco costosos, pueden ser la alternativa de los motores eléctricos de velocidad variable

Roger W. Simnett, *Gast Manufacturing Corp.*
Eric Anderson, *retirado*

En casi todas las plantas de industrias de procesos químicos (IPQ) se cuenta con aire comprimido, pero pocos ingenieros lo tienen en cuenta para una unidad motriz. Los motores neumáticos suelen ser adecuados para las bombas pequeñas de velocidad variable utilizadas en esas plantas.

Motores neumáticos

Un motor neumático, en esencia, es un compresor en el cual se invierte la aplicación de la potencia. El aire comprimido es la fuerza motriz y el eje de salida produce el trabajo mecánico. Los motores de aspas rotatorias son de empleo común para bombas pequeñas de menos de 10 hp. Los motores con pistón también se emplean en especial en tamaños grandes, de 5 a 30 hp. Los motores de turbina se emplean en servicios especiales, por ejemplo para el arranque de motores de reacción (jet) y en los taladros de dentista.

Los motores neumáticos con aspas rotatorias tienen rotor excéntrico y aspas que se deslizan hacia dentro y afuera de unas ranuras (Fig. 1). Las aspas se mantienen en contacto con la pared del cilindro mediante resortes, el aire comprimido o la fuerza centrífuga.

El par o torsión que producen es el producto de la presión del aire aplicado por la superficie para las aspas entre el rotor y el cilindro multiplicado por el brazo de momento del aspa. Este cálculo indica el par teórico (máximo). El par real es menor debido a la fricción, en especial a altas velocidades y a los escapes de aire a baja velocidad. Los escapes de compresión ocurren a velocidades muy bajas porque las aspas no hacen un contacto

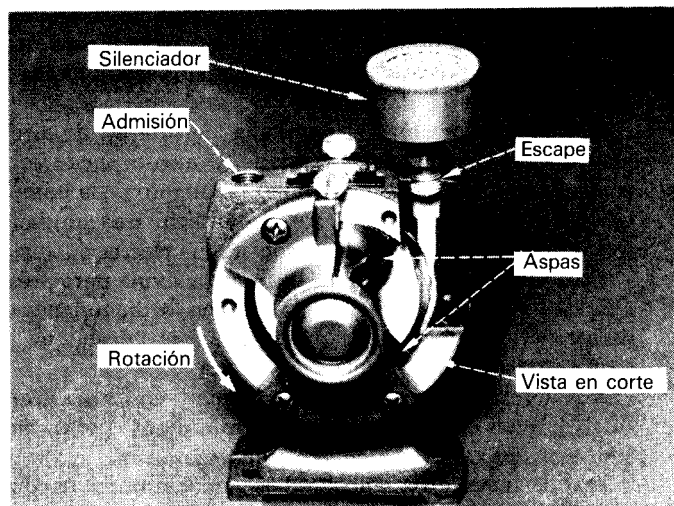


Fig. 1 Los motores neumáticos de aspas rotatorias tienen pocas piezas móviles y son muy confiables

tan firme con el cilindro como cuando están a alta velocidad.

En la figura 2 se ilustran curvas típicas de la variación en la potencia, par y consumo de aire según la velocidad de funcionamiento. Dado que el motor neumático es más bien de par constante y no de potencia constante, la correlación de la potencia es más útil al compararlos con motores eléctricos que para explicar mejor el motor en sí.

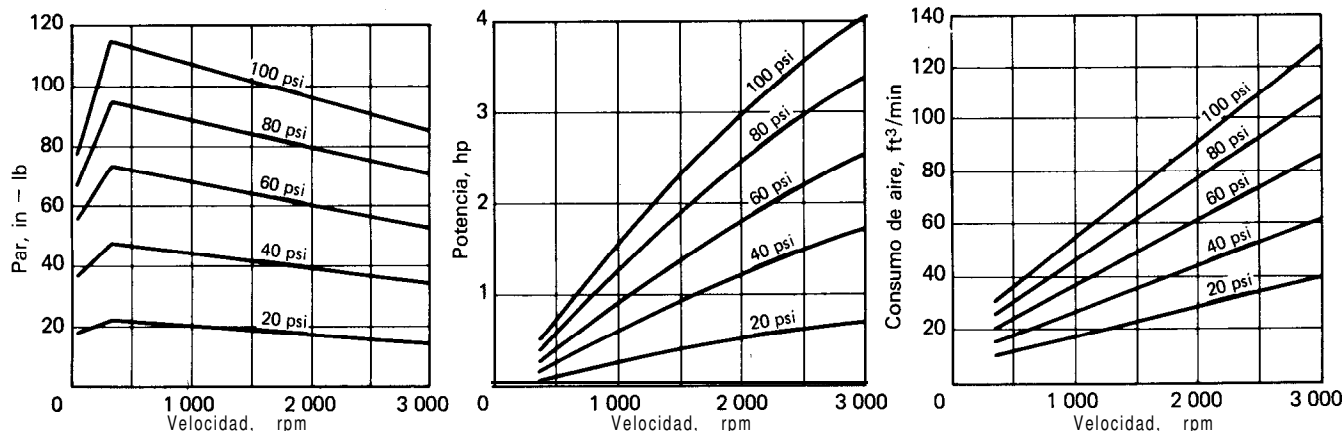


Fig. 2 Características de funcionamiento de un motor de aspas rotatorias típicas; el par es casi constante

En la mayor parte de los motores de aspas rotatorias es difícil ajustar la velocidad a menos de 300 rpm o sea por abajo de la inflexión de la curva de par y velocidad. A una velocidad menor, se suele utilizar un reductor de engranes, que también incrementa el par disponible.

Ventajas del motor neumático

Los motores neumáticos tienen ciertas ventajas inherentes respecto a los eléctricos:

- Los motores neumáticos no producen chispas y son a prueba de explosión. Esto significa que se puede utilizar un solo motor en cualquier lugar de la planta sin tener que depender de diferentes modelos según el grado de riesgo de la electricidad.

- Con sólo graduar el regulador de presión de aire se cambian el par y la velocidad. El ajuste puede ser continuo en toda la gama de funcionamiento de la bomba. Ese método es más barato que utilizar una unidad motriz de velocidad variable con motor eléctrico.

Como opción, se puede utilizar una válvula para aire a fin de limitar la velocidad del motor en forma independiente del par. Esto evita que el motor se “desboque” si la carga disminuye en forma súbita.

- La velocidad del motor se aumenta en forma gradual, lo cual evita el choque al arranque es común en las unidades eléctricas de velocidad fija.

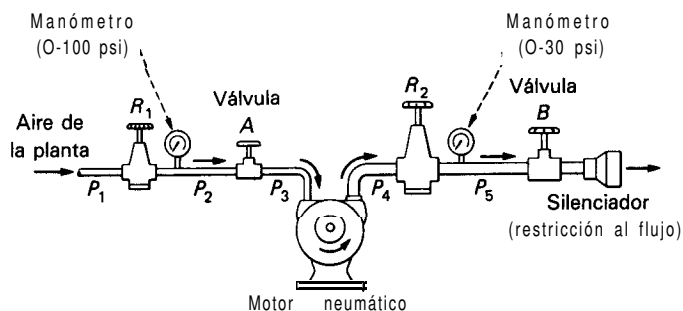
- A la inversa, la velocidad se puede aumentar con rapidez cuando se desee. Esto produce un choque hidráulico que puede ayudar a destapar un tubo parcialmente obstruido.

- Como estos motores producen par constante, los cambios en la viscosidad del líquido del proceso producen en forma automática los cambios correspondientes en la velocidad de la bomba. La velocidad de la bomba disminuye cuando aumenta la viscosidad y viceversa.

Los cambios automáticos se pueden impedir con el ajuste manual del motor, si se desea. También se puede hacer compensación manual del deslizamiento interno de la bomba por el aumento en la contrapresión. El motor se puede graduar para una velocidad mínima constante, aunque varíe la carga; esto se necesitaría, por ejemplo, para bombear un volumen constante de líquido

En la figura 3 se ilustra una instalación para velocidad constante. Se gradúan el regulador R_1 y la válvula A para producir el par y una velocidad un poco mayor que la deseada con plena carga. Después se gradúa la válvula B para producir una presión de unas 5 psig corriente abajo de R_1 . Se vuelven a graduar R_1 y A según se requiera y, después, se cierra el regulador R_2 lo preciso para reducir ligeramente la velocidad del motor. Ahora, cualquier aumento en la carga aumentará la velocidad del motor y el paso del aire. Sin embargo, el paso de aire a través de R_2 no puede aumentar, pero aumentará la presión entre el motor y el regulador. Entonces, la caída de presión en el motor se reducirá hasta que el par vuelva a ser el preciso para mantener la velocidad deseada.

- Dado que los motores neumáticos producen un par constante, no necesitan válvulas de desahogo de presión ni los embragues deslizables o pasadores rompibles que se emplean con las bombas de desplazamiento positivo. Si se emplea un motor eléctrico, una obstrucción corriente abajo aumentaría la presión y la carga del motor, y se necesitaría la válvula de desahogo. En los motores neumáticos la presión no puede ser mayor que la contrapresión, porque se “ahogará” el motor.



R_1 = Regulador para el tamaño de orificio de entrada de aire al motor

R_2 = Regulador de un tamaño más grande que R_1

P_{1-5} = Presión en la tubería

Fig. 3 Esta instalación mantiene velocidad constante del motor aunque pueda variar la carga

El par o torsión adicional requerido para el movimiento de la bomba disminuye las rpm del motor y éste se “ahogará” antes de que la presión llegue a un valor peligroso. Una vez despejada la obstrucción el motor volverá a arrancar en forma automática. Al contrario de los motores eléctricos, los neumáticos pueden estar “ahogados” o “al freno” por tiempo indefinido sin que se dañen.

Otras ventajas son que en estos motores la presión interna es superior a la atmosférica, lo cual impide la entrada de la humedad o vapores corrosivos del aire. Por ello, no se necesita que los componentes internos sean de materiales resistentes a la corrosión. Además, cuando el aire comprimido se expande dentro del motor absorbe el calor y por ello, son de autoenfriamiento inherente y pueden trabajar a temperaturas hasta de 250°F sin protección térmica.

Además, son confiables. Dado que el rotor y las aspas son las únicas piezas movibles, hay poco que se pueda dañar. Mientras se mantenga lubricado el motor y se eliminen el polvo y la humedad del aire con filtros, no hay otro motor más confiable.

Asimismo, cualesquiera problemas que pudieran ocurrir se presentarán en forma gradual. Se puede evitar un paro porque el motor puede seguir trabajando con eficiencia reducida hasta que convenga reemplazarlo. En aplicaciones críticas, ello hace que el motor neumático sea el preferido.

Eficiencia

Los motores neumáticos no se destacan por su eficiencia y la típica puede ser del 20 %. Por supuesto, también es ineficiente utilizar un motor eléctrico para mover un compresor y utilizar el aire comprimido para el motor.

Sin embargo, en muchos casos se cuenta con un compresor. El consumo del motor neumático es insignificante si se compara con fugas en toda la planta. Cualesquiera que sean la velocidad o presión de funcionamiento, el motor sólo consume el aire necesario para dar la potencia requerida.

No se desperdicia energía al funcionar con baja potencia, como ocurre con los motores eléctricos de baja velocidad. Cuando la potencia requerida en una bomba varía mucho, la eficiencia total del motor neumático puede ser mayor que la de uno eléctrico en el mismo servicio.

Los motores neumáticos pequeños son más compactos, ligeros de peso y baratos que los eléctricos de velocidad variable. Pero conforme aumenta el tamaño, los eléctricos, en un punto dado, resultan más baratos. En los motores neumáticos en los que el par depende de la superficie y brazo de momento de las aspas, los modelos para par elevado son más grandes y costosos. En los eléctricos, cuando aumentan los requisitos de potencia, la penalización en tamaño y costo se reducen en proporción. El punto en que el eléctrico de velocidad variable es más barato es alrededor de 5 hp, pero no se tiene en cuenta el costo adicional de que el eléctrico sea a prueba de explosión, si se requiere. Los motores neumáticos de pistón pueden ser más pequeños que los de aspas, pero

debido a su mayor complejidad ofrecen pocas ventajas en costo; sin embargo, tienen la ventaja de un elevado par al arranque.

En tamaños grandes, los motores hidráulicos son más atractivos que los neumáticos y tienen casi todas las ventajas de los neumáticos, pero los de tamaño grande deben ser de construcción fuerte para manejar las altas presiones de trabajo necesarias. Además, cada motor debe tener su propia unidad de potencia, por ejemplo, una bomba hidráulica, o estar conectado con un sistema hidráulico central con dos tubos: uno de entrada y otro de retorno para el líquido. Esto hace que los motores hidráulicos resulten menos económicos que los neumáticos.

Ruido

El aire que sale por el escape del motor produce un silbido, que se puede evitar si se tienden tubos de escape hasta una zona en donde no moleste o con la adición de un silenciador.

El tubo de escape debe ser, cuando menos, un tamaño más grande que el de entrada de aire para permitir la expansión y evitar una alta contrapresión. Todos los fabricantes ofrecen silenciadores. Un silenciador más grande, diseñado por el motor de tamaño inmediato superior permite un funcionamiento más silencioso, pero necesita mayor espacio. Muchos usuarios han encontrado que el silenciador de tamaño estándar es adecuado.

Aplicaciones especiales

Además de las bombas para proceso estos motores tienen otras aplicaciones y algunos ejemplos son:

Los motores neumáticos con ejes o árboles de doble extremo tienen diferentes empleos. Si se monta un tacómetro en un extremo del eje y una bomba en el otro, se tiene una lectura precisa de la velocidad del motor y la de la bomba. En una bomba de desplazamiento positivo, una sencilla calibración mantendrá un volumen de flujo, cosa que es difícil o costosa de medir en otras formas. En algunos casos, puede ser difícil instalar un medidor de flujo (*flowmeter*) en una tubería; en otros, el tacómetro cuesta menos que un aforador (*flowmeter*) exacto.

Si se sustituye el tacómetro por un contador de un número determinado de revoluciones, puede tener la bomba después de haber movido una cantidad establecida de líquido, que es un modo muy sencillo y eficaz para evitar que la bomba funcione **en seco**. Cuando se conocen el caudal y velocidad de la bomba, se pueden utilizar para determinar la densidad relativa o la viscosidad de la corriente del proceso. Estas mediciones relativas se basan en parámetros como la velocidad y el par. Por supuesto, también se pueden utilizar motores eléctricos en esta aplicación.

También se puede utilizar un eje de doble extremo conectado con dos bombas y la relación entre sus caudales se determina por el desplazamiento. Esta relación es constante pero se puede variar el flujo total. Esta insta-

lación se puede emplear para entregar volúmenes diferentes de una mezcla exacta de dos líquidos.

Hay aplicaciones en donde se necesita la velocidad controlada con precisión del motor neumático. Una es bombear un material sensible al esfuerzo constante sin que se produzca espuma; para ello, se ajusta el motor a la velocidad exacta a la cual no se produce espuma. Otro empleo es para bombear materiales tixotrópicos. Se arranca el motor con un elevado par y, después, se reduce la presión del aire conforme baja la viscosidad.

Además, se puede impulsar la bomba a alta velocidad para iniciar el flujo y, luego, se puede estrangular.

El poco peso de los motores neumáticos los hace idóneos para impulsar bombas para tambores. Otra aplicación es una bomba portátil para sustituir a una que esté fuera de servicio. Una bomba con motor neumático se puede necesitar en una emergencia en cualquier lugar de la planta, lo cual reduce al mínimo la necesidad de tener bombas y motores de varios tipos de emergencia 0 repuesto.

Los motores neumáticos también son ideales para plantas piloto, pues son pequeños y poco costosos. Además, como en una planta piloto quizá no se conozcan el par y velocidades requeridos, sus valores se pueden ajustar con facilidad con estos motores que son de velocidad y par variables.

Los motores neumáticos también se pueden accionar con cilindros de gas inerte. Aunque resulte muy costoso, puede ser necesario hacerlo cuando hay interrupción en la electricidad o el sistema de aire de la planta. Los mo-

tores neumáticos pueden tener en marcha el equipo vital en esas ocasiones.

Los autores



Roger W. Simnett es gerente de ingeniería de aplicaciones en Gast Manufacturing Corp., Benton Harbor, MI 49022. Antes fue ingeniero jefe en Lube Derices, Inc., (Manitowoc, Wis.) gerente de proyectos en Spirax Sarco Ltd. e ingeniero de IyD en Smiths Aviation Inc., ambas en Gran Bretaña. Tiene Certificado Nacional Superior en ingeniería mecánica del Gloucester College y es graduado del Institute of Measurement & Control.



Technische Hochschule, de

Eric Anderson vive en West Trenton, N.J. Trabajó 32 años en ECO Pump Corp. en South Plainfield, N.J., como director del perfeccionamiento de bombas rotatorias y de engranes de pequeña capacidad y en especial en sistemas de procesos con vacío. Su trabajo incluyó materiales y diseños para líquidos peligrosos y sensibles al corte y a los choques. Fue un precursor del empleo de plásticos reforzados para componentes internos móviles. Tiene título de Ingeniero Diplomado en ingeniería química del Dresden, Alemania.

Corrección de fallas de sellos y cojinetes en bombas para proceso

Aunque hay muchas razones para la falla de sellos y cojinetes, todavía quedarían los problemas recurrentes provenientes de la tubería.

Patrick T. Jones, Tri-State Technical Corp.

Las fallas de sellos y cojinetes de bombas siempre son costosas, por lo que vale la pena evitar que ocurran.

Una falla puede ocasionar:

- Un tremendo incendio.
- Pérdida del producto.
- Pérdida de tiempo p'ara desarmar, lavar, reemplazar piezas, armar y poner en marcha el equipo.

Las fallas de sellos y cojinetes pueden ser por la instalación,¹ deformación térmica,² diseño del sello,³ selección,^{4,5} variaciones dimensionales⁶ y carga en las boquillas.⁷ Para ayudar a resolver o evitar estos problemas hay información para el diagnóstico,* protección,⁹ localización de fallas¹⁰ y prolongación de la duración^{11,12} de los sellos.

Pero si una planta tiene fallas recurrentes de sellos o cojinetes en tipos específicos de equipo rotatorio, la causa básica quizá no esté en los sellos o los cojinetes. Hay que buscar si hay soportes o anclas mal instalados y hay que revisar la instalación de la tubería.

Los casos que se comentan más adelante se relacionan con fallas que, en un principio, parecían ser por diseño deficiente de los sellos y en realidad fueron por factores externos. Se encontró que la mayor parte de las fallas investigadas se debieron a una combinación de las siguientes fuerzas externas:

- Cargas por dilatación térmica
- Cargas muertas
- Soportes mal diseñados

Cuando estas fuerzas se transmiten a las carcasas del equipo, ocasionan desviaciones. Aunque la ley de Hooke dice que la carcasa se debe desviar o flexionar, muchos ingenieros de diseño y construcción opinan que las piezas gruesas de fundición de las carcasas absorberán

en una forma u otra las cargas. Entonces, la tendencia es a pasar por alto los efectos de las cargas aplicadas y la consecuente flexión de la carcasa.

En la figura 1 se ilustran, en forma exagerada, los efectos de las fuerzas excesivas de carga. Se puede ver que las cargas y flexiones descentradas, a la larga, ocasionarán problemas en el lugar más delicado, que suele ser en el sello o en el cojinete.

Las flexiones de la carcasa transmiten una fracción de la carga mecánica al sello del eje en forma de un momento de flexión. En adición o en forma concurrente con estas cargas, se establece una fuerza descentrada por las diferencias diminutas delante y detrás del impulsor.

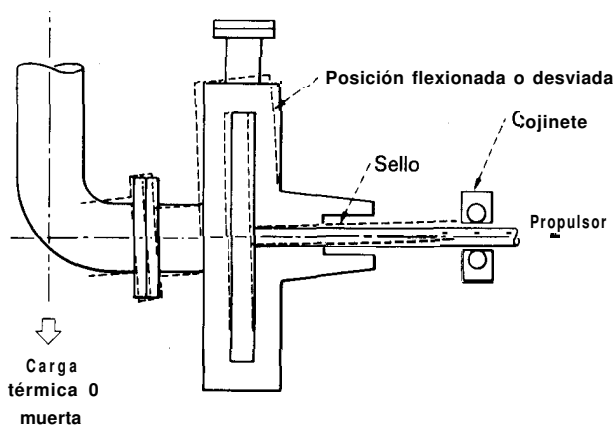


Fig. 1 Las cargas excesivas pueden ocasionar flexión

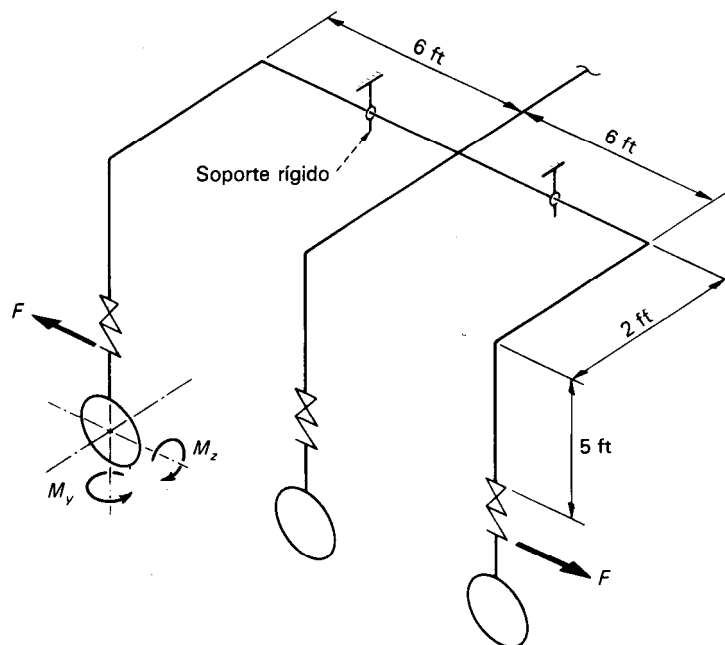


Fig. 2 Arreglo de la tubería de la bomba comentada en el caso 1

El problema se puede aminorar, pero no eliminar, con el empleo de bombas montadas en la línea de centros.

Entre lo que se debe buscar y que indicará que el problema puede estar en las fuerzas externas hay que enumerar:

- Desgaste disperejo en las caras del sello.
- Desgaste disperejo en los anillos de desgaste.
- Fallas repetidas de los sellos, aunque se utilicen sellos diferentes como prueba.
- Diferencias en la alineación del eje en sentido fuera del plano entre alineación en frío y en caliente.

Cuando una inspección indica que los soportes mal colocados o los tubos muy apretados pueden ocasionar falla, el siguiente paso es efectuar una medición de campo o los planos existentes de la tubería como datos para un análisis con computadora de los esfuerzos de los tubos.

Con el empleo de una terminal portátil que tenga aco- plador para teléfono, se puede hacer contacto con una red de computadora (por. ejemplo, con el programa DYNAFLEX de la University Computing Corp.). Se da entrada a los datos, se selecciona el tipo de análisis y se obtiene el listado de los resultados en unos 15 minutos. El listado incluye suficientes datos, como fuerzas, momentos, flexiones, etc., para permitir identificar los elementos que están sobreesforzados.

Ese programa lo debe utilizar alguien con experiencia en las interacciones de la carga de la tubería y el equipo. Casi todos los programas permiten dar entrada a los movimientos de las anclas y el modo en que se emplee es el factor crítico para obtener datos de salida significativos.

Se requiere experiencia para establecer un equilibrio entre las cargas o momentos en las boquillas, flexiones y dimensiones o ubicación de las restricciones en el siste-

ma de tubería. En consecuencia, puede ser necesario correr el programa con varias iteraciones para llegar a una solución práctica.

Caso 1. Bomba para residuos

Una bomba para residuos de una torre de vacío tenía fallas periódicas de los sellos. La temperatura del fluido era de unos 600°F. La recurrencia de las fallas era cada tres meses, lo que ocasionaba pérdida de vacío en la torre, el costo de la reposición y el riesgo de un paro total por atenerse a una sola bomba.

Durante muchos años, la causa de la falla se atribuyó a la severidad del servicio, material o selección incorrectos del sello o ambas cosas.

En la inspección durante el funcionamiento se encontró que la tubería estaba tendida como se ilustra en la figura 2.

Esta instalación transmitía cargas a la carcasa de la bomba debido a:

1. El momento ocasionado por la dilatación de la pierna de 6 ft que se transfería a la carcasa, porque la pierna de 2 ft no era suficiente para absorber las cargas por dilatación.

2. El momento de las cargas de los tubos suspendidos. Se transmiten cuando se dilatan los tubos verticales, se aflojan los soportes rígidos y las fuerzas requeridas para mantener los tubos en su lugar se transmiten a la carcasa.

Solución. Se efectuó un análisis de esfuerzos con una terminal portátil y se obtuvieron los resultados en dos horas. Con los datos del listado, se modificó la configuración de la tubería. Se agregó un tramo de 3 ft a la pierna horizontal. Se sustituyeron los colgadores rígidos por resortes que se colocaron para eliminar el momento por la carga suspendida.

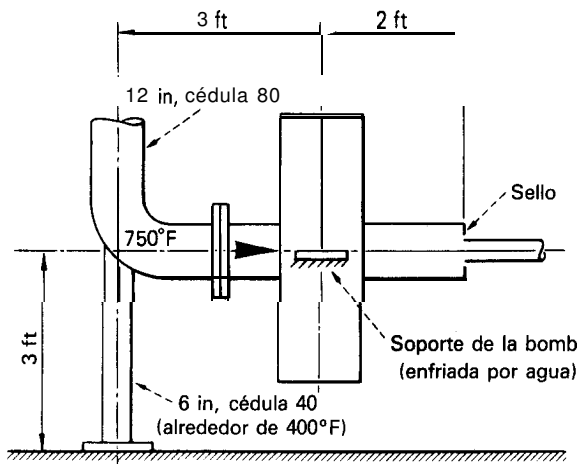


Fig. 3 La bomba para residuos del caso II

Estas bombas, después, trabajaron 18 meses sin fallas de ellos. Los ahorros compensaron con creces el costo del análisis y solución del problema.

Conclusión. La deformación de la carcasa produjo carga hidráulica desequilibrada en el impulsor; estas fuerzas, combinadas con la flexión de la carcasa, flexionaron el eje y produjeron la falla del sello. Sería muy difícil calcular el costo de estas fallas con el paso de los años.

La solución fue rápida y sencilla una vez que se entendió la naturaleza del problema.

Caso II. Bomba de fraccionador catalítico para craqueo

La bomba para residuos de un fraccionador catalítico para craqueo de líquidos había tenido fallas continuas de sellos y cojinetes, que ocurrían entre tres y seis meses. Esta bomba era grande, con carcasa de aleación y revestimiento de cerámica.

La causa se atribuyó al servicio severo y a los fines del catalizador en la pasta aguada. La temperatura de funcionamiento de la bomba era de unos 750°F.

Durante la inspección se encontró la configuración de la figura 3.

Como un ejemplo de las enormes cargas ocasionadas por estructuras rígidas sujetas a incrementos de temperatura, el siguiente cálculo indica la magnitud de las fuerzas que se encontraron (Fig. 3).

$$E = (\text{esfuerzo y deformación}) = [(W/A)/(e/L)]$$

$$W = EA/(e/L)$$

$$w = 27.9 \times 10^6 \times 5.58 \times (0.096/36) = 415\,048 \text{ lb}$$

En donde:

W = carga en el tubo, lb

A = superficie del soporte del tubo, 5.58 in

E = Módulo de Young, 27.9×10^6

e = alargamiento del soporte, 0.096 in

L = longitud del soporte, 36 in

La bomba tenía carcasa soportada en línea de centros con enfriamiento por agua, por lo cual la dilatación con respecto a la rasante fue casi nula.

Cuando se considera como un brazo de momento de 36 in, el momento aplicado en la carcasa de la bomba debe ocasionar cierta flexión.

Solución. Fue sencilla: quitar el soporte macizo con el codo. Se corrigió el problema con el empleo de resortes para soportar la carga muerta y algunos toques de límite para eliminar las fuerzas por dilatación térmica. En esa refinería no volvieron a tener una falla de una bomba de residuos de fraccionador durante dos años.

Cabe mencionar que muchas bombas en las industrias de procesos químicos están soportadas por un codo (Fig. 3).

La dificultad para alinear el eje de la bomba en caliente, fue una indicación de la flexión de la carcasa. Los técnicos de mantenimiento, que se toparon con dificultades para la alineación en frío y en caliente, optaron por encontrar un punto intermedio y esperar que todo saliera bien. Es lógico suponer que un operario de mantenimiento no se percataría de la causa básica del problema, pues lo mismo le ocurrió a muchos ingenieros.

Las marcas de desgaste disperejo en las caras del sello y el sentido del desgaste ayudaron a confirmar que el diagnóstico había sido correcto.

Conclusión

Todos los problemas de fallas de sellos o cojinetes de bombas tienen solución. Es preferible hacer bien el trabajo la primera vez que seguir pagando "remiendos" y reposición de piezas.

Estos problemas son inevitables y ocurrirán por asentamiento de los cimientos, aflojamiento de la tubería, alteraciones en el proceso u otros factores. La verdadera solución es prever estas circunstancias durante el diseño.

El método lógico para resolver estos problemas es:

1. Efectuar una inspección de la instalación de la tubería. Buscar si hay cargas impuestas por soportes mal diseñados o instalados.

2. Utilizar una terminal de computadora para tener un análisis inmediato del problema. Los resultados del listado sugerirán las correcciones.

3. Modificar la tubería para que, en el caso ideal, no haya ninguna carga en las boquillas.

Las fallas de sellos y cojinetes se deben a muchos factores. Dado que, por lo general, es una situación compleja, se deben utilizar los datos de la inspección, compararlos con los puntos anteriores y consultar las referencias bibliográficas. Hay que utilizar un método paso a paso para eliminar las posibles causas de la falla. Es muy probable que se encontrará una solución definitiva del problema.

En casos serios, quizá sea necesario consultar con técnicos especialistas.

Referencias

1. Install Mechanical Seals Properly, *Power*, Mar. 1977.
2. Romine, C. F., and Morley, J. P., Thermal Distortion, *Mach. Des.*, Dec. 5, 1966.

3. Ludwig, L. P., and Greiner, H. F., **Dnigning Mechanical Face Seals for Improved Performance**, *Mech. Eng.*, Nov. 1978.
4. Hoyle, Richard, **How to Select and Use Mechanical Packings**, *Chem. Eng.*, oct. 9, 1978. p. 103.
5. Ramsden, Richard, **How to Select and Install Mechanical Seals**, *Chem. Eng.*, oct. 9, 1978, p. 97.
6. Buse, F., **The Effects of Dimensional Variation on Centrifugal Pumps**, *Chem. Eng.*, Sept. 26, 1977, p. 93.
7. Devlin, J. H., **Install Pumps for Minimum Stress**, *Hydrocarbon Process.*, June 1978.
8. Yedidiah, S., **Diagnosing Problems of Centrifugal Pumps**, *Chem. Eng.*, Oct. 24, 1977, p. 124; Nov. 21, 1977, p. 193; Dec. 5, 1977, p. 141.
9. **Protection Systems for Mechanical Seals**, *Power*, Feb. 1977.
10. **Mechanical Seals—Troubleshooting**, *Power*, Oct. 1977.
11. Tinney, W. S., **Loop Extends Mechanical Seal Life**, *Hydrocarbon Process.*, Jan. 1973.
12. McNally, L. C., **Increase Pump Seal Life**, *Hydrocarbon Process.*, Jan. 1979.

El autor



Patrick T. Jones es gerente consultor de proyectos y fundador de la Tri-State Technical Corp., P.O. Box 1006, Bowling Green, OH 43402. Se especializa en el diseño y diagnóstico de plantas petroquímicas. Antes trabajó con Bechtel y con Foster Wheeler en Gran Bretaña y con Arthur G. McKee en Estados Unidos. Tiene título de Ingeniero Profesional en Gran Bretaña y de F.E.A.N.I. en Europa y es ingeniero profesional en Ohio, Michigan e Illinois. Es miembro de ASME, del API y del Project Managers Institute.

Por qué fallan los sellos mecánicos

Los defectos, en apariencia insignificantes, en la instalación o en el diseño de los sellos o la contaminación del líquido en el prensaestopas pueden ocasionar fallas de los sellos.

Charles W. Hawk, Jr., Olin Corp.

Todos los años, las fallas de los sellos mecánicos producen costos de mantenimiento y pérdidas de producción por decenas de millones de dólares. Se presentan las causas básicas de las fallas de los sellos y los métodos principales para evitarlas. Las fallas suelen ser por 1) errores en la instalación, 2) problemas por el diseño básico del sello mecánico y 3) contaminación del líquido en el prensaestopas.

Todos los sellos mecánicos son básicamente iguales y tienen un elemento rotatorio y uno fijo. Un elemento tiene una cara selladora de contacto de un material blando, para desgaste, como el carbón; el otro tiene una cara de material duro, que puede ser cerámica.

Los sellos pueden ser del tipo equilibrado (balanceado) o desequilibrado. El equilibrado está diseñado para compensar los cambios bruscos en la presión hidráulica. Por contraste el sello desequilibrado no los compensa y sólo se justifica por su menor costo.

Los sellos mecánicos están diseñados para no permitir fugas hasta que se gaste la cara blanda. Se ha encontrado que muchos sellos no tienen desgaste en las caras al desmontarlos de la bomba y las fugas empiezan mucho antes de que se desgasten. ¿Por qué?

Errores en la instalación

Los errores en la instalación pueden ocurrir sin que el operario se dé cuenta y los más comunes incluyen el descuido en proteger las caras de sellamiento, daño a los elastómeros y no verificar la posición y las dimensiones críticas de sello. Las caras de los sellos se alimentan con una tolerancia de una banda de la 10^{-5} de helio o sea

0.0000116 in. Esta tolerancia crítica hace que sean uno de los componentes de mayor precisión en el trabajo de mantenimiento. El operario debe manejar el sello como si fuera una obra de arte. Si se cae o se golpea con cualquier objeto, por ejemplo, en el estopero de la bomba, es casi seguro que permitirá fugas.

Además, cualesquiera partículas de herrumbre u otro cuerpo extraño que lleguen a las caras del sello durante la instalación permitirán fugas. Esto ocurre porque las partículas se pueden enclavar en la cara de carbón blando y producen abrasión en la cara dura. En consecuencia, hay que tener un cuidado excepcional para instalar sellos. Por ejemplo, quizá se necesite una zona exclusiva para armar las bombas y también hay que pensar en la limpieza minuciosa de las piezas de la bomba en la zona del sello que van a seguir en servicio.

Durante la instalación, es fácil que ocurran daños en el elastómero del sello, que puede ser sello anular ("O" ring), cuña, taza cóncava, etc. Hay que fijarse bien si hay rebabas o bordes agudos al colocar el sello en el eje o la camisa del eje, en especial los prisioneros, cuñeros (chaveteros) y estrías. Nunca utilice una cuchilla para quitar un sello anular viejo; utilice un pasador delgado o una varilla de madera para no cortar el elastómero; cualquier corte o melladura en el elastómero al instalar, puede permitir fugas que parecerán provenir de las caras del sello cuando se arranca la bomba.

Salvo que el sello esté instalado de modo que las caras tengan la carga correcta, ocurrirán fugas. El operario debe verificar la tolerancia permitida en la instalación del tipo particular de sello. También se deben tener en cuenta los ajustes finales del impulsor y de la posición de las placas de apoyo.

Antes de instalar el sello hay que comprobar la desviación radial del eje o árbol con un micrómetro de esfera; la lectura total del micrómetro no debe exceder de 0.001 por pulgada de longitud. Además, el movimiento axial no debe exceder de 0.005 in. Si no se pueden lograr esas tolerancias, habrá que ajustar o reemplazar los cojinetes pues, en otra forma, ocurrirán fugas por el sello.

Hay que comprobar la concentricidad y perpendicularidad del prensaestopas con el eje. A veces, habrá que rectificar la cara del prensaestopas para tener la certeza que el componente fijo quede perpendicular con el rotatorio. Si se aprieta en exceso el retén, puede haber comadadura en la cara del sello.

Un sello nuevo no debe permitir fugas; si las hay, indican un error en la instalación. La fuga puede desaparecer poco a poco pero no del todo. Hay que desarmar e inspeccionar la bomba y volver a instalar o reemplazar el sello. Cuando hay errores, pueden parecer insignificantes, pero si no se corrigen ocurrirán fugas y se puede pensar que el sello "no sirve para nada".

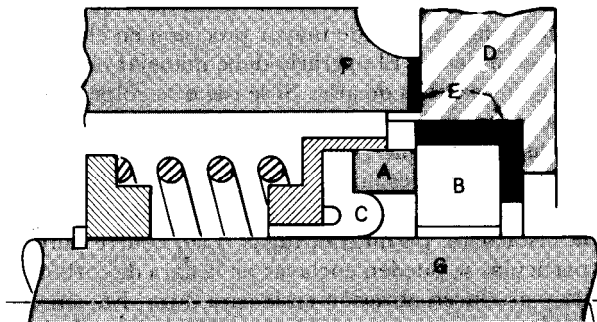
Problemas por el diseño de los sellos

Un sello de diseño deficiente puede permitir la pérdida momentánea de contacto de las caras y su falla

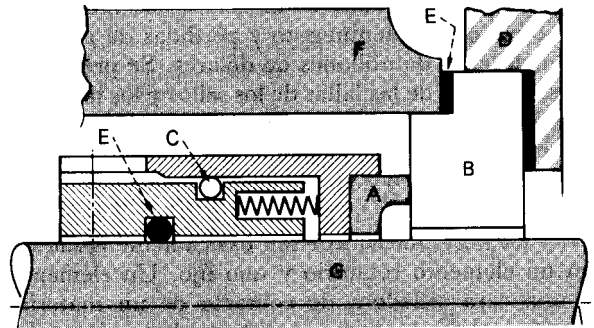
en un momento dado. Cuando las caras pierden contacto por cualquier razón, cualquier partícula en el líquido para sello se introducirá entre las caras y se enclavará en la cara blanda, ésta funcionará como rueda abrasiva y destruirá la cara dura.

El componente rotatorio se conecta con el eje de la bomba, que tiene un movimiento axial constante entre 0.001 y 0.002 in. Este movimiento lo pueden producir la desviación normal, vibración, cavitación, desequilibrio del impulsor, desalineación de los tubos y acoplamientos y las tolerancias de los cojinetes. El sello debe poder compensar este movimiento axial, lo cual es una de las razones por las que se necesitan resortes y elastómeros en el sello mecánico. Si se interrumpe esta compensación por cualquier motivo, las caras del sello perderán el contacto y habrá fuga. Las partículas de sólidos, sin que importe su origen, atrapadas en los resortes o elastómeros o entre el componente rotatorio y el eje, impedirán la acción de compensación. Esto permitirá que se separen las caras por el movimiento natural del eje y la inutilización del sello.

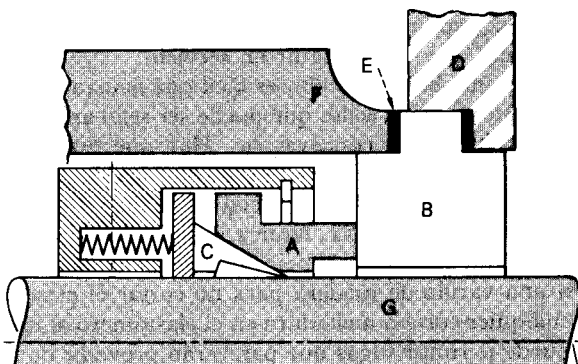
Hay que determinar si el sello tendrá las características para soportar los factores desfavorables y si las condiciones de trabajo son las adecuadas, para el funcionamiento correcto del sello. Por ejemplo, hay que establecer si los resortes están o no encerrados, si el



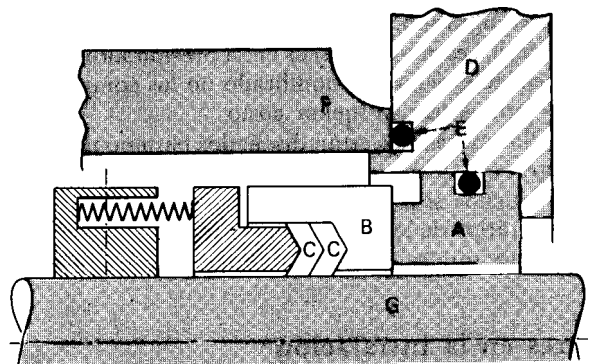
Similar al Crane 0 U.S.



Similar al Chesterton o al Dura No. RA



Similar al Crane No. 9



Similar al Dura o al Borg-Warner

Componentes del sello

- | | |
|--|---|
| A. Material para cara dura (cerámica) | E. Junta o sello de elastómero, estático o fijo |
| B. Material para cara blanda (carbón) | F. Prensaestopas |
| C. Sello de elastómero, dinámico o movable | G. Eje de la bomba |
| D. Empaquetadura | |

elastómero es un sello anular, una cuña u otra configuración y cuáles son las dimensiones críticas para la holgura. En general, los sellos anulares se pueden flexionar unas cuantas milésimas de pulgada y son mejores que otras configuraciones de elastómero que no permiten tanto movimiento.

Los resortes múltiples pequeños producen una presión más uniforme entre las caras que un solo resorte grande; sin embargo, como el alambre de este último es más grueso, puede resistir con más facilidad la corrosión, partículas y sustancias gomosas. La resistencia a esos factores se puede lograr en los sellos de resortes múltiples si están instalados de modo que no toquen el líquido bombeado. Pero, aunque los resortes puedan estar aislados del líquido, el elastómero y el componente rotatorio sí hacen contacto. Por ello, aunque se crea que el líquido bombeado esté limpio, una contaminación inesperada puede ocasionar la pérdida momentánea del contacto entre las caras del sello y ocurrirá una fuga.

El calor generado en las caras del sello puede producir la falla del elastómero o cambiar la condición del líquido bombeado en la zona del sello, lo que aumentará la corrosión o producirá cristalización. Por tanto, al evaluar cualquier tipo de sello mecánico se debe tener en cuenta la proximidad del elastómero con las caras del sello y verificar el flujo recomendado de líquido en el prensaestopas.

Además, el calor generado por el sello mecánico está en función de la presión de cierre contra sus caras. Los sellos mecánicos equilibrados hacen que esa presión sea mínima y se compense cuando cambia la presión hidráulica; por ello, el sello equilibrado requiere poco o ningún líquido para lavado y enfriamiento. Otras ventajas del sello equilibrado consisten en que son más resistentes si se cierra en forma brusca el tubo de descarga de la bomba, requieren 20% menos caballaje que el desequilibrado, compensan el golpe de ariete y en que se puede utilizar el mismo tipo de sello en bombas distintas para diferentes presiones.

Además, hay que comprobar la compatibilidad del líquido para el estopero con los materiales de construcción de los resortes, el elastómero, el componente rotatorio y el fijo. Si no se tienen en cuenta esos factores y ocurre pérdida momentánea de contacto entre las caras del sello, éste se dañará y ocurrirán fugas.

Partículas extrañas en el prensaestopas

Los cuerpos extraños en el líquido del prensaestopas pueden obstruir los componentes deslizables del sello y producir su falla. Como se mencionó, se debe permitir que los resortes, elastómero y componente rotatorio compensen el movimiento del eje para evitar la pérdida momentánea de contacto entre caras. El líquido en el prensaestopas suele ser el que se bombea y su volumen es muy pequeño, de unas cuantas onzas. La presión y temperatura de ese líquido se aproximan a las del líquido bombeado en la succión más bien que en la descarga de la bomba.

Si el líquido bombeado no contiene sólidos y está más o menos frío, un sello equilibrado no requiere cuidados

especiales. Pero, algunos líquidos, cuando cambian las condiciones de funcionamiento pueden incluir sólidos, abrasivos, producir cristalización o ser corrosivos. Se necesitan controles adicionales para el líquido que llega al prensaestopas; el problema más grande en estos controles es que se puede producir un paro accidental de ellos. Por ello, ciertas dificultades insignificantes se pueden pasar por alto y ocurrirá falla del sello.

Los controles del líquido para el sello se deben proyectar sobre la base del pequeño volumen del líquido en el prensaestopas. Algunos ejemplos de estos controles son: 1) tubos conectados con los tubos de succión o descarga de la bomba y que terminen en el prensaestopas; 2) tubos conectados como se menciona pero con uno adicional desde el prensaestopas hasta un drenaje; 3) un segundo líquido, compatible con el bombeado inyectado en el estopero; 4) un buje de restricción instalado en el fondo del prensaestopas, para reducir al mínimo el orificio entre el eje y la carcasa de la bomba; 5) camisa de vapor, serpentines de enfriamiento o aislamiento en torno al prensaestopas. La selección del control se debe hacer después de estudiar las características del líquido que se bombea.

El estudio de las características del líquido bombeado indicará que se puede tener un pequeño volumen de líquido limpio y frío en el prensaestopas con el control de su temperatura 0 presión y si se evita el contacto con el aire. Por ejemplo, la presión en el prensaestopas se puede aumentar o reducir si se conecta un tubo desde la succión o descarga de la bomba.

Un error típico cuando se bombean líquidos abrasivos es conectar el tubo de descarga de la bomba al prensaestopas; aunque esto puede aumentar la presión y el caudal, las partículas erosionarán las caras del sello. Si hay cristalización del líquido, la solución puede ser el control de temperatura, cosa que es fácil mediante serpentines de enfriamiento, camisas de vapor o con aislamiento. Si se determina que no se puede controlar el líquido bombeado para evitar la obstrucción de los componentes deslizables del sello, se debe utilizar un líquido de barrera en el prensaestopas.

Antes de seleccionar el líquido de barrera hay que estudiar la presión y temperatura en el prensaestopas durante todo el funcionamiento de la bomba; el fabricante dará esta información. El líquido de barrera debe estar a una presión entre 10 y 15 psi más alta que la máxima en el prensaestopas para tener flujo correcto e impedir que el líquido bombeado pueda penetrar. Se requiere un volumen muy pequeño en el prensaestopas. Con sello equilibrado sólo se necesita 0.06 gal/min para disipar el calor aunque también se utilizan flujos de 3 a 10 gal/min, que no son necesarios. Por ello, algunas plantas tienen problemas de equilibrio del agua en el sistema del líquido de proceso. Puede ser deseable instalar un buje de restricción en el prensaestopas para limitar el flujo del líquido de barrera y mantenerle su presión.

Ocurre un gran número de fallas de sellos mecánicos por la inestabilidad de la presión y flujo del líquido de barrera. Algunos factores que ocasionan las fallas son: 1) conexiones con los cabezales en la planta, por ejemplo, para agua tratada, en los que fluctúa la presión por-

que hay un consumo grande y poco frecuente en el mismo cabezal, por ejemplo, para adición de agua a un tanque; 2) tubería que permite que el sello mecánico reciba líquido del fondo de un cabezal o del extremo de un ramal, con lo cual todas las partículas del cabezal van hacia el tubo de pequeño diámetro para el sello y lo obstruyen con frecuencia; 3) no se tienen en cuenta alteraciones en el cabezal para el líquido de barrera, que permiten llegar partículas al prensaestopas, por ejemplo, al lavar las torres de enfriamiento, reemplazar tuberías, vibración intensa de los colgadores de tubo, etc.

El tubo de recirculación o de lavado es el de menor DI en la zona de proceso y se debe a que sólo se necesitan unas cuantas zonas de líquido para el sello equilibrado, pero el suministro debe ser constante y sin variaciones en la presión. Si ocurren éstas, el líquido bombeado puede entrar al prensaestopas y obstruir los componentes deslizables con la consecuente falla. No es raro que se compren sellos mecánicos muy costosos hechos con metales raros para tratar de resolver los problemas; pero, continuarán las fallas debidas a problemas que parecen ser insignificantes.

Para tener flujo y presión estables para el líquido de barrera se puede hacer lo siguiente: 1) conectar con una fuente de líquido de barrera a presión estable o instalar

tanques de presión para que ésta no fluctúe; 2) instalar un filtro que se pueda limpiar durante el funcionamiento; 3) instalar un rotámetro, y 4) vigilar todos los sellos con un programa permanente de mantenimiento o lubricación.

Los sellos mecánicos fallan por errores en la instalación y en el líquido para el prensaestopas. Un estudio cuidadoso prolongará la duración y minimizará el tiempo muerto de la bomba, con lo que se ahorrarán miles de dólares en costos de mantenimiento y de operación.

El autor



ingeniero profesional registrado en Georgia, Alabama y Tennessee.

Charles W. Hawk, Jr., es gerente de proyectos del Southeast Regional Engineering Group de Olin Corp. P.O. Box 248, Charleston, TN 37310. Estuvo a cargo de la ingeniería en varios importantes proyectos en cuatro plantas para cloro y álcali, además de participar en mejoras de procesos e ingeniería como ingeniero de mantenimiento en la planta en Augusta, Ga. Antes trabajó en Martin Marietta y Procter & Gamble. Es ingeniero químico de la Universidad de Tennessee e

Localización de fallas en sellos mecánicos

Un método sistemático, basado en el análisis de fallas, para investigar y corregir el funcionamiento de los sellos mecánicos, servirá para obtener mayor duración útil y costos más bajos.

William V. Adams, Durametallic Corp

Se dice que un componente ha fallado cuando ya no funciona como debe hacerlo. La falla puede ocurrir después de un tiempo razonable de servicio. Como el tiempo de paro de un equipo es costoso y aumentan los costos de mantenimiento, lo que se pueda aprender mediante el análisis de fallas, se compensará con creces al aplicar las medidas correctivas adecuadas.

En el comentario del análisis de fallas de los sellos mecánicos se incluirán:

- Componentes básicos de un sello mecánico
- Causas comunes de las fallas
- Observaciones y habilidad que harán que el análisis de fallas de sellos sea más preciso.

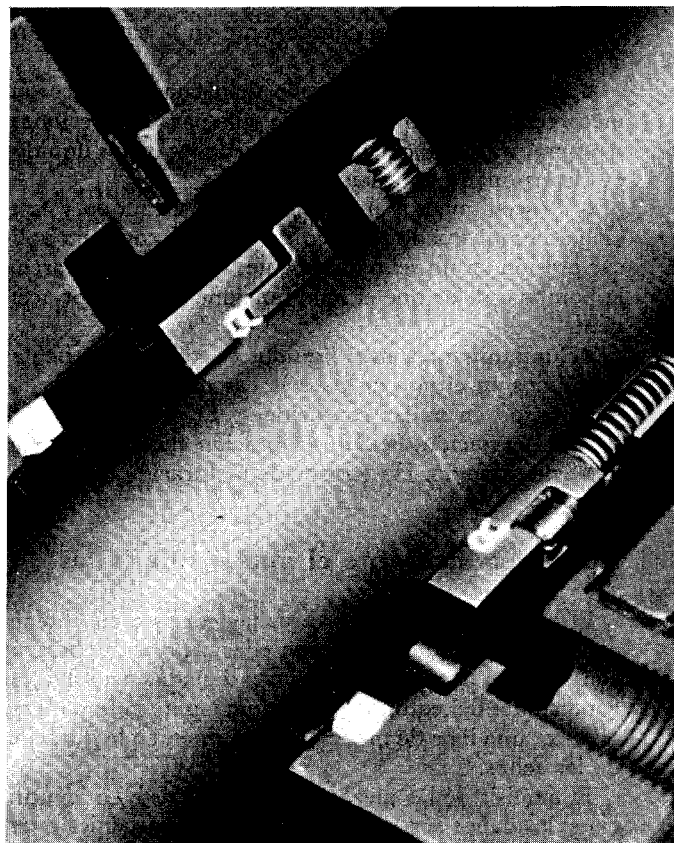
Componentes básicos de todos los sellos

La función de un sello mecánico es evitar el escape de líquido por el espacio libre entre un eje en rotación y el conducto o abertura en la pared de una carcasa o un recipiente de presión. Como se ve en la figura 1, todos los sellos tienen tres componentes básicos: 1) un grupo de elementos primarios; 2) un grupo de sellos secundarios, y 3) los componentes para instalar, sujetar y mantener el contacto entre las caras.

El sello primario está formado por dos caras pulimentadas que dificultan las fugas por el contacto de fricción entre ellas. En todos los sellos, una cara está sujeta en una carcasa o cubierta y la otra está montada en un eje y gira con el mismo.

Se dice que se dificultan las fugas, pero todos los sellos mecánicos tienen cierta cantidad de fugas, aunque la mayor parte de ellas no se pueda ver. Suelen ser pequeñas y se debe permitir que los líquidos que no son peli-

grosos ni tóxicos se evaporen en la atmósfera en un tiempo corto. Para los líquidos peligrosos y tóxicos, hay que tener algún medio de control.



Las trayectorias de fuga entre la cara fija y la giratoria se suelen cerrar con los sellos secundarios hechos con fluoroelastómeros. En los sellos del tipo de empuje, el secundario debe avanzar sobre el eje para compensar el desgaste y la vibración en sus caras. En los sellos sin empujador, como los de fuelle metálico, éste absorbe las vibraciones y el desgaste y los sellos secundarios son estáticos.

Los componentes y accesorios metálicos para el sello se utilizan para:

1. Adaptar los sellos en un equipo. Pueden ser una camisa o una cubierta para tener instalación más fácil y precisa.
2. Aplicar precarga mecánica en las caras del sello hasta que empiece la presión hidráulica. Se logra con un solo resorte grande o con un grupo de resortes pequeños.
3. Transmitir el par o torsión a las caras fija y rotatoria del sello. Se obtiene con pasadores, rebajos, muescas o tornillos integrales con el sello.

Por complicada que pueda parecer la construcción de un sello, el primer paso en el análisis de fallas es determinar cuál de los componentes básicos tiene daños que puedan indicar la causa de la fuga.

Causas de las fallas

Cuando las fugas son excesivas es que hay falla del sello y las causas comunes son:

- Manejo incorrecto de los componentes. Permitir que se desportillen, raspen o dañen antes o durante la instalación.
- Ensamblaje incorrecto del sello. Colocación incorrecta o no instalar un componente en la cavidad para el sello.
- Materiales o tipo de sello inadecuados. Selección incorrecta del material o tipo de sello para las presiones, temperaturas, velocidades y propiedades de los líquidos en determinada aplicación.
- Procedimientos incorrectos para arranque y funcionamiento. Puede ser algo tan sencillo como no aplicar presión en un sello doble antes de poner en marcha la bomba o dejar que el sello funcione en seco por accidente.
- Contaminantes en el líquido. Pueden ser partículas de sólidos en el líquido para la cavidad del sello.
- Equipo en malas condiciones. El problema puede ser por desviación, flexión o vibración excesivas del eje.
- Sello gastado. Ha terminado la duración útil del sello.

Aprender mediante el análisis de fallas

El objetivo del análisis de fallas consiste en obtener conocimientos adicionales con ellas. Hay que observar con cuidado las piezas gastadas y dañadas del sello, las condiciones del equipo y las de funcionamiento para establecer una lista de medidas que aumenten la duración de los sellos.

El análisis de las piezas gastadas consiste en identificar si los daños son por acción química, mecánica o térmica,

y tomar las medidas para que no se repitan. Se puede mejorar la habilidad para el análisis de fallas si se observan las formas básicas de daños por acción química, mecánica o térmica y para determinar:

1. El aspecto que tienen los daños.
2. Cómo influyen los daños en el funcionamiento del sello.
3. Qué tipos de daños indican el historial de funcionamiento del sello.
4. Qué medidas correctivas se pueden tomar para evitar la repetición de los daños en las mismas condiciones de funcionamiento.

Se comenzará el análisis con un comentario de los síntomas, examen de las causas y de las medidas correctivas en las fallas de sellos por acción química.

Ataque químico general

Síntomas. Con este tipo de falla, las piezas se verán con aspecto mate, con panales, escamas o que empiezan a desmoronarse (Fig. 2). Cuando las piezas dañadas se pesan y se toman lecturas de dureza y se comparan con las piezas originales, se notará una considerable reducción.

Causas. Este tipo de falla se debe a corrosión por ejemplo de materiales inadecuados para el líquido que se maneja. Si se han utilizado sellos dobles, hay que probar el funcionamiento del sistema de presión o la pureza del líquido para sellos.

Correcciones:

1. Obténgase un análisis químico completo del producto que toca el sello y empléese el material de construcción idóneo.
2. Neutralícese la corrosividad mediante sellos dobles o, cuando se utiliza un sello sencillo que tiene un buje o pestaña selladora en el fondo de su cavidad, lávese el sello con líquido limpio y compatible de una fuente externa.

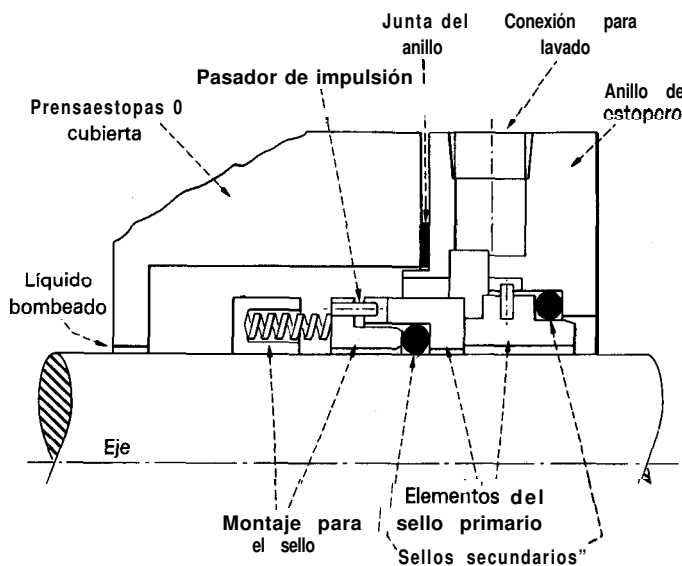


Fig. 1. Componentes básicos de un sello mecánico

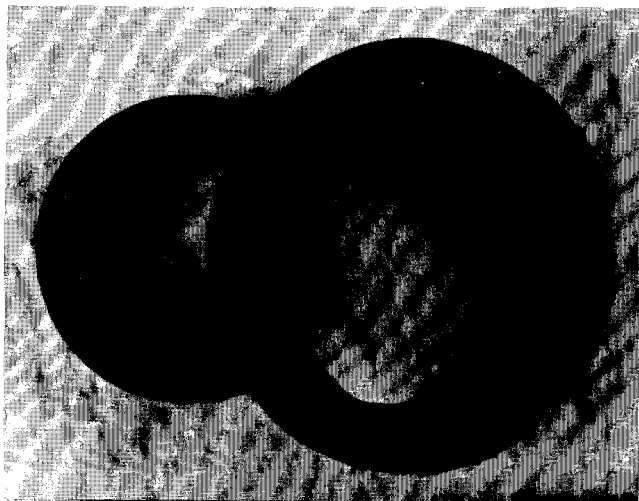
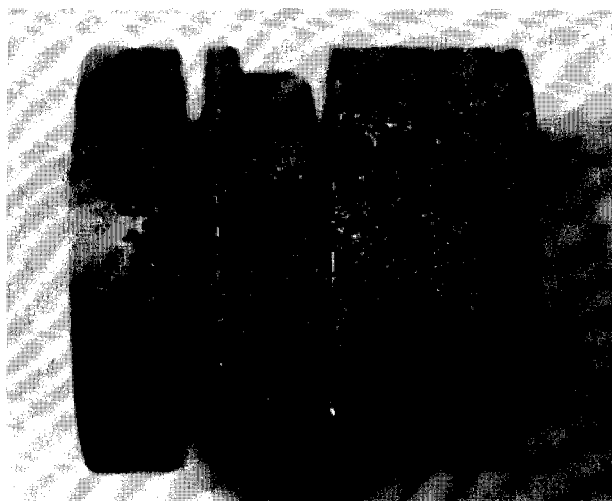


Fig. 2 El ataque químico produce corrosión generalizada de los componentes del sello



Corrosión por fricción

Síntomas. Es quizá uno de los tipos más comunes de corrosión en los sellos mecánicos. Permite fugas por los sellos secundarios y corroe y daña el eje o camisa que están directamente debajo del sello secundario. Esta zona puede tener picaduras o estar abrillantada con respecto al resto del eje o camisa (Fig. 3).

Causas: El movimiento entre dos superficies que normalmente están fijas entre sí ocasiona corrosión por fricción. En los sellos mecánicos, la fricción se debe a un movimiento constante hacia un lado y otro del sello secundario en la camisa o manguito del eje, que elimina su revestimiento protector. La vibración constante de la

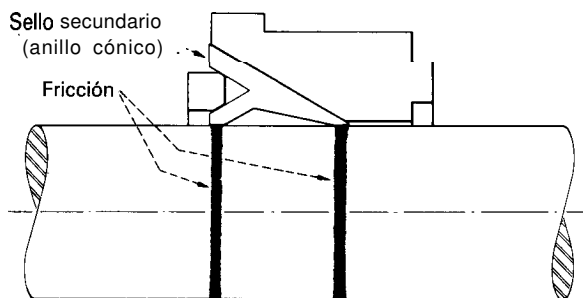


Fig. 3 La corrosión por fricción se produce por vibraciones debajo del sello secundario estático

empaquetadura del eje en esta superficie desgasta el revestimiento de superficie y permite que ocurra más corrosión.

Correcciones. Hay que estudiar las siguientes opciones para reducir o eliminar los daños de corrosión por fricción.

1. Compruébese que no haya vibración excesiva en los sellos secundarios. Para ello se determina que la desviación flexible y juego longitudinal del eje o árbol no exceda de un máximo de 0.003 in (0.076 mm) medida con micrómetro.

2. Aplíquense revestimientos protectores de aleaciones de cara dura, óxido de cromo o óxido de aluminio debajo de la zona en que se deslizan los sellos secundarios.

3. Sustitúyase el material base del eje o camisa por otro que no requiera revestimientos pasivos o protectores para resistencia a la corrosión, como el titanio.

4. Sustitúyanse los sellos en V, anillos de cuña y cónicos hechos de Teflón por sellos anulares secundarios de elastómero; éstos son menos susceptibles a la corrosión por fricción porque son más blandos y se pueden flexionar ligeramente para absorber pequeños movimientos axiales del eje.

5. Utilícese un sello sin empuje, como uno de caucho, Teflón o fuelle metálico en el cual los sellos secundarios sean totalmente estáticos.

Ataque químico a los sellos anulares

Síntomas. Se puede sospechar que hay ataque por productos químicos si los sellos anulares ("O" rings) están hinchados o tienen un asentamiento permanente que evite el movimiento axial de la cara del sello deslizante. Este ataque puede endurecer la superficie o producir burbujas o ampollas y darle un aspecto de que están carcomidos o que se desintegran (Fig. 4a).

Causas. Material incorrecto o pérdida o contaminación del líquido para sello.

Correcciones. Hágase un análisis químico del líquido que se bombea y véase si es compatible con el material

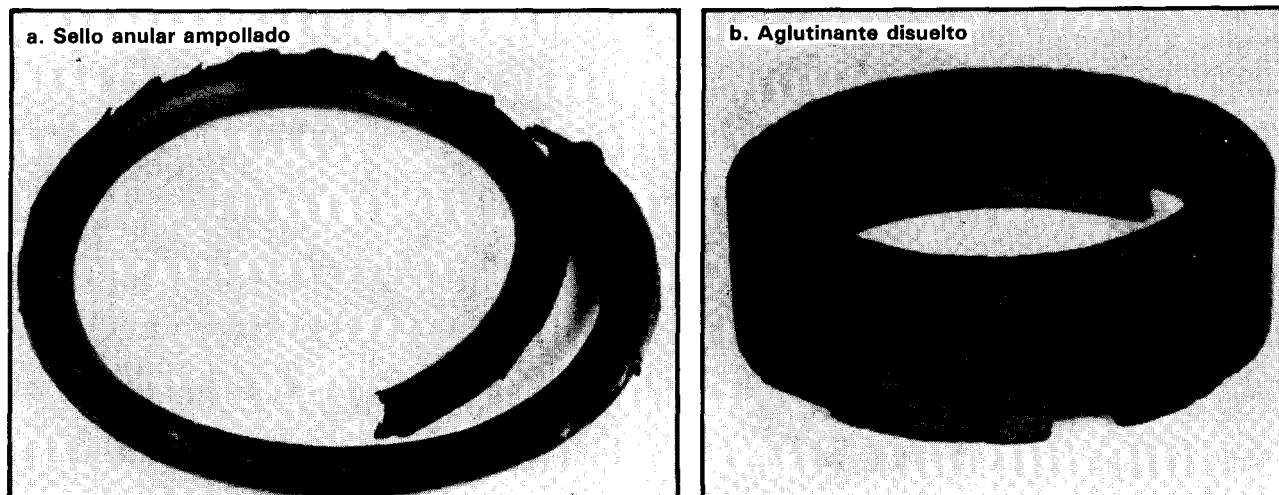


Fig. 4 Ataque químico de los sellos anulares y anillos selladores

del sello, como primeros pasos del análisis. A menudo, los materiales de huella que no se tienen en cuenta al seleccionar los sellos, pueden ser la causa. Si no se puede encontrar el material adecuado, se debe proteger el sello con lavado desde una fuente externa.

Lixiviación

Síntomas. La lixiviación produce un pequeño aumento en las fugas y un gran incremento en el desgaste de la cara de carbón. Las caras de cerámica y de carburo de tungsteno que están lixiviadas tendrán un aspecto mate (Fig. 4b) aunque no tengan ningún recubrimiento. Las lecturas de dureza de esas caras mostrarán una reducción de 5 puntos o más en la escala Rockwell A en relación con los valores originales.

Causas. La lixiviación ocurre por el ataque químico del aglutinante del material base en los materiales de metales en polvo o cerámicos. Este ataque puede ser de

una profundidad de unas diezmilésimas hasta dos o más milésimas de pulgada e inutilizará las piezas del sello.

Por ejemplo, las soluciones cáusticas y de ácido fluorhídrico lixiviarán (arrastrarán) 5% o más de los aglutinantes de sílice libre en los anillos de cerámica, lo cual ocasionará un desgaste excesivo en la cara de carbón. Si se deja que continúe este desgaste, las partículas de óxido de aluminio se desprenderán de la cara de cerámica, producirán mayor abrasión y se reducirá mucho la duración del sello.

Correcciones. Se pueden aplicar dos procedimientos.

1. Utilícese un sello con mejor material base que contenga óxido de aluminio de 99.5% de pureza para aplicaciones con soluciones cáusticas o de ácido fluorhídrico. Para materiales de carburo de tungsteno ligados con cobalto que se lixivian con agua u productos químicos suaves, cámbiese el aglutinante de cobalto por uno de níquel para eliminar el ataque químico.

2. Utilícese un sistema de sellos para proveer un líquido amortiguador o intermedio en las caras del sello, por

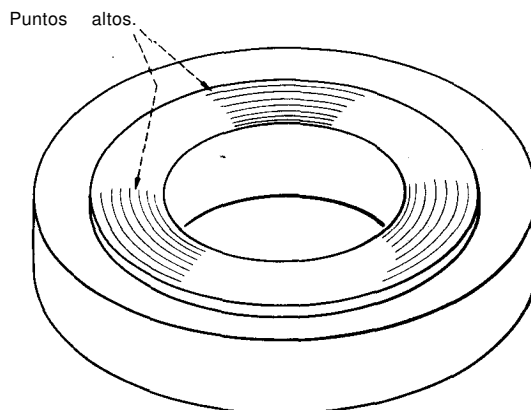
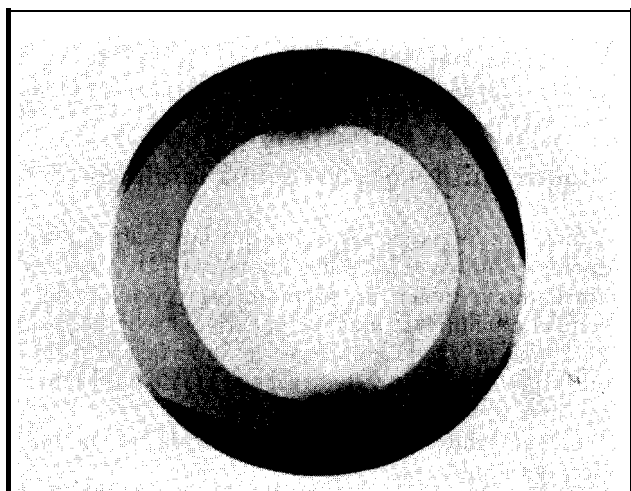


Fig. 5 La deformación de las caras del sello produce desgaste disparejo y permite fugas

ejemplo, sello sencillo con una corriente para lavado desde una fuente externa o un sello doble con un sistema de líquido amortiguador.

Ahora se comentarán las fallas de sellos que surgen por problemas mecánicos.

Deformación de las caras

Síntomas. Fugas excesivas por el sello. El examen de las caras muestra un desgaste disperejo, que a veces es difícil de detectar. Si se pulen con suavidad las caras del sello en una placa asentadora, aparecerán puntos altos en dos o más lugares que indican un desgaste disperejo (Fig. 5).

Causas. Los siguientes factores ocasionan la deformación de las caras de los sellos.

1. Ensamble incorrecto de las piezas del sello que ocasiona cargas disperejas en uno o más puntos alrededor de las caras. Esto ocurre con frecuencia en caras de montaje rígido o del tipo con abrazaderas porque un par de apretamiento disperejo en las tuercas de la empaquetadura transmitirá flexiones desiguales directamente a las caras del sello.

2. Enfriamiento incorrecto, que ocasiona esfuerzos y deformaciones térmicos en las caras.

3. Acabado incorrecto del sello en la fábrica que deja una superficie comba o con puntos altos en varios lugares en torno a las caras.

4. Soporte incorrecto del collar del prensaestopas debido a cuerpos extraños o depósitos en el casquillo o a daños físicos que alteran el metal del anillo y transmiten carga dispereja a la cara estacionaria del sello.

5. Mal acabado de la superficie en la cara del prensaestopas por corrosión o daños mecánicos.

Correcciones.

1. Asíéntense las caras del sello para eliminar la causa de la deformación.

2. Considérese el empleo de montaje flexible para las caras estacionarias para compensar la deformación del casquillo o collar.

3. Apriétense las tuercas del collar con los dedos, para ajustarlo y después apriétense al par especificado.

Flexión de las caras

Síntomas. Desgaste disperejo de las caras, igual que cuando hay deformación. El desgaste es continuo en los 360° de las caras y es cóncavo o convexo. La cara convexa permitirá fugas muy grandes; las cara cóncava producirá torsión y calor excesivos en las caras (Fig. 6). Los sellos en cualquiera de estas condiciones no serán estables con presiones cíclicas.

Causas. La flexión de las caras puede ser por:

1. Soporte inadecuado de la cara del sello estacionario.

2. Hinchazón de los sellos secundarios.

3. Flexión excesiva de los sellos cuando funcionan más allá de sus límites de presión.

4. Equilibrio inadecuado de las cargas hidráulicas y mecánicas en las caras del sello primario.

Correcciones:

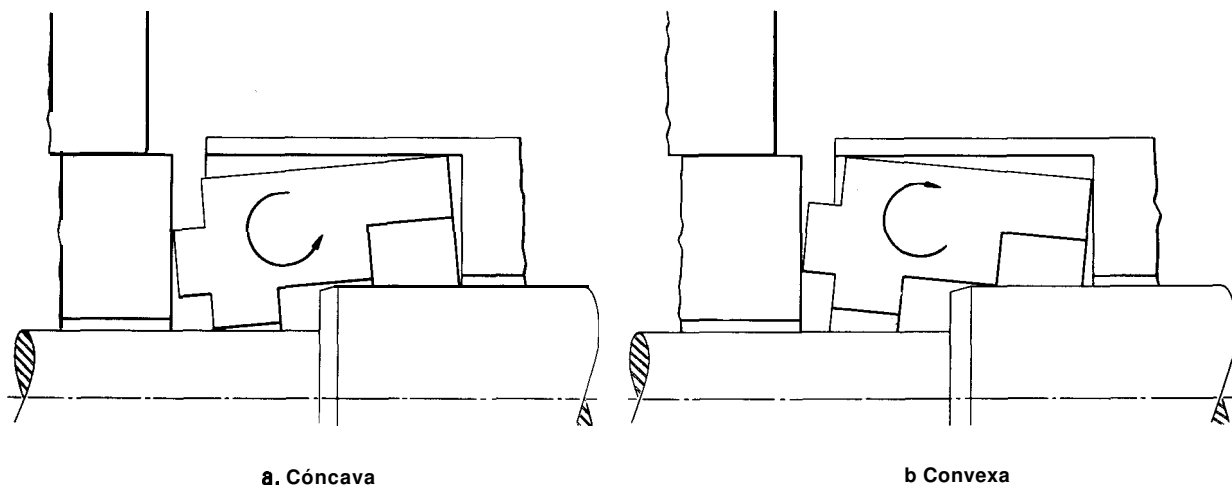
1. Compruébense los límites de funcionamiento de ese tipo de sello.

2. Considérese un montaje flexible para el sello estacionario.

3. Utilícense, para las caras, materiales como bronce, carburo de silicio o carburo de tungsteno en lugar del carbón, que tengan un módulo de elasticidad más alto y serán de mayor resistencia a las cargas de flexión hidráulica y mecánica.

Extrusión (compresión)

Síntomas. Los sellos anulares u otros secundarios tienen deformaciones por haberlos extruido (comprimido) en los espacios tan reducidos que hay en torno a las caras del sello primario. A menudo, los sellos anulares o los secundarios parecerán estar cortados o, en algunos casos, "despellejados" (Fig. 7).



a. Cóncava

b Convexa

Fig. 6 La flexión de las caras de los sellos es continua en los 360°

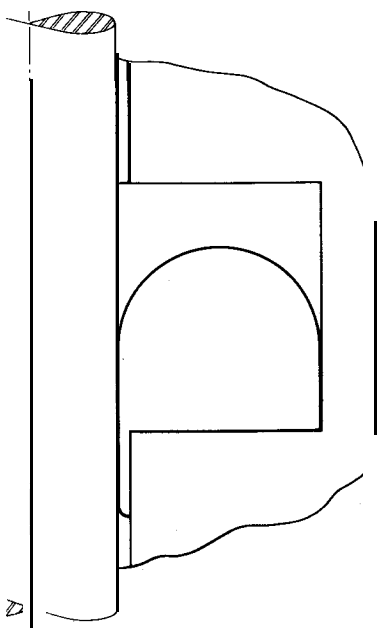


Fig. 7 Los sellos anulares extruidos se ven cortados = "despellejados" a oprimirlos en un espacio muy pequeño

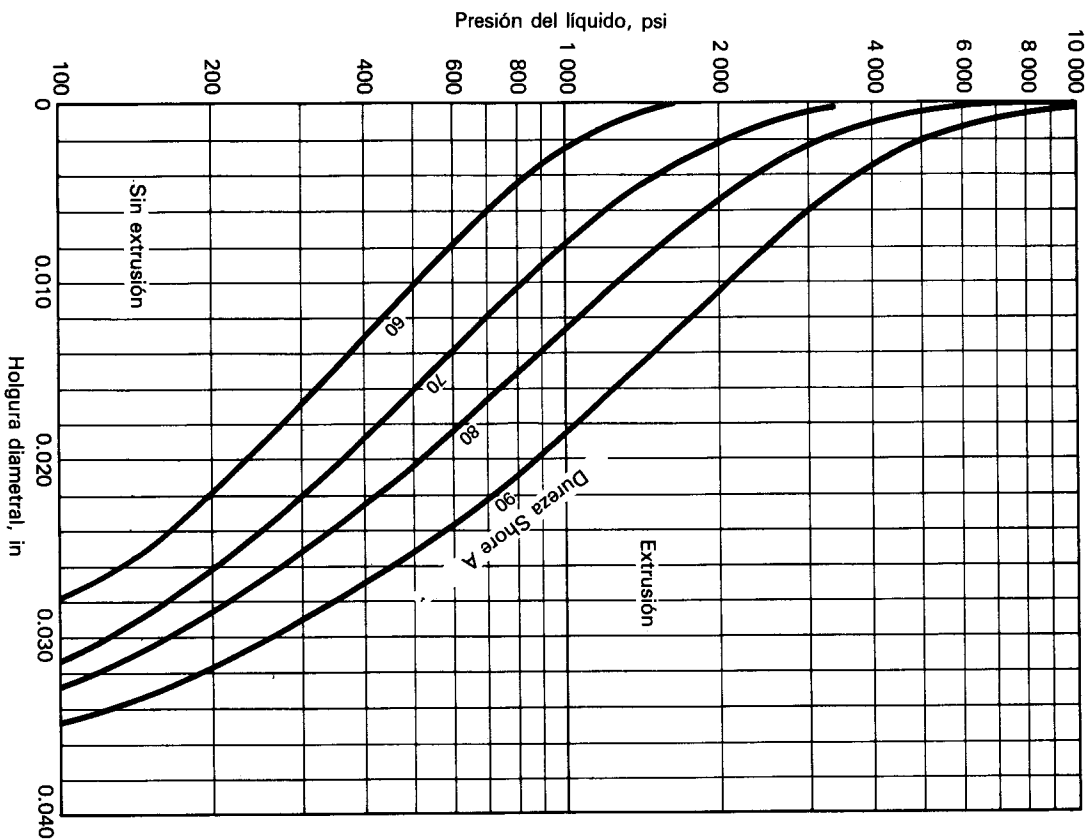


Fig. 8 Holgura máxima permisible para sellos anulares secundarios

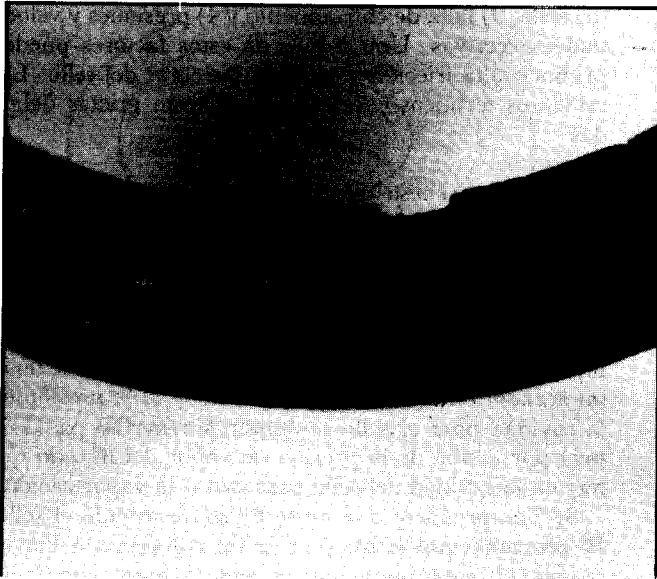


Fig. 9 La erosión ocasionada por lavado excesivo o abrasivos disuelve la cara estacionaria del sello

Causas. Temperaturas, presiones o ataques químicos excesivos, que ablandan el sello anular o esfuerzos excesivos en el mismo para una holgura dada.

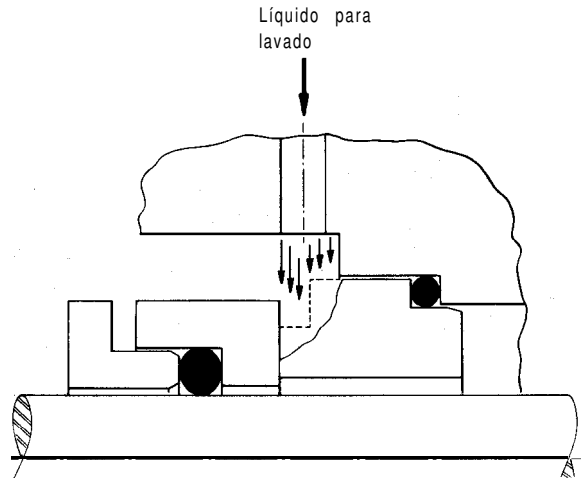
Correcciones:

1. Compruébense las holguras para los sellos anulares en la aplicación (Fig. 8).
2. Determinése la compatibilidad química y límites de temperatura de los sellos secundarios.
3. Instálense anillos antiextrusión, si es necesario.

Erosión

Síntomas. Caras de los sellos carcomidas o “lavadas” en un solo lugar (Fig. 9). La erosión, por lo general, ocurrirá en la cara del sello estacionario hasta que resulte en ella deformación excesiva o rotura. La erosión casi siempre ocurre en los materiales de carbón y grafito pero también en otros materiales en condiciones más severas.

Causas. Cantidad excesiva de líquido de sello o volumen normal de líquido que contiene partículas



abrasivas. Ambas ocasionarán un efecto de “chorro de arena” en una zona local en la cara del sello estacionario.

Correcciones.

1. Redúzcase el volumen de líquido para lavado del sello.
2. Elimínense los abrasivos en el líquido para lavado con filtros o separadores de ciclón.
3. Utilícense materiales más resistentes a la erosión en las caras como bronce o carburos de tungsteno o de silicio en lugar del carbón.
4. Cámbiase de lugar la aplicación de líquido o póngase una cubierta en torno a la cara del sello estacionario para que no le llegue directamente el líquido.

Desgaste excesivo de pasadores de impulsión

Síntomas. Desgaste excesivo de los pasadores, rebajos o ranuras de impulsión en un tiempo corto (Fig. 10).

Causas. El desgaste rápido puede ocurrir en los mecanismos de impulsión por cargas pesadas y movimiento grande entre el mecanismo de impulsión y otras superficies de desgaste. También puede ocurrir mucho desgaste con poco movimiento relativo si el mecanismo de impulsión no está bien lubricado. Por ejemplo, los mecanismos de impulsión que funcionan en atmósferas de nitrógeno o en las del aire seco que contienen partículas abrasivas se gastarán con más rapidez que los utilizados con una atmósfera limpia o que tienen lubricación con aceite o agua. El mecanismo que trabaja con líquidos contaminados con abrasivos ocurre la misma situación. La causa principal de un desgaste fuerte del mecanismo de impulsión es la desviación excesiva de la cara en la unión entre el eje y el estopero.

Correcciones.

1. Compruébense las condiciones del equipo y límitese el juego longitudinal, flexión y descuadramiento del

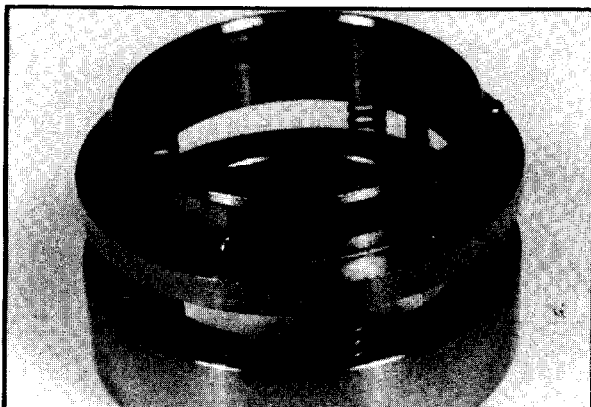


Fig. 10 Desgaste excesivo en pasadores, rebajos y ranuras de impulsión

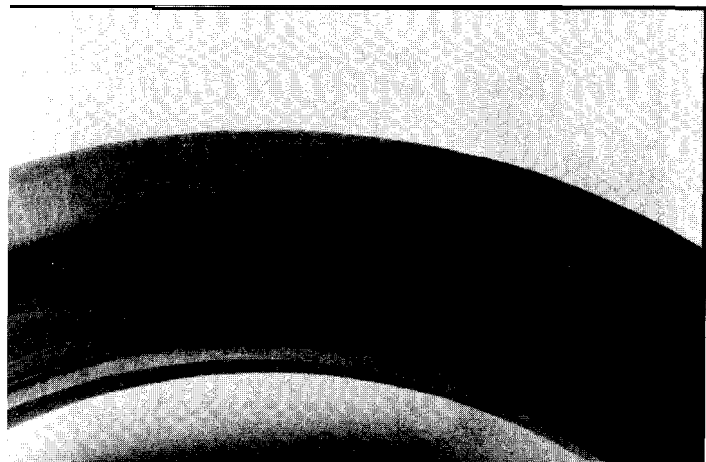


Fig. 11 Grietas radiales en anillos metálicos o cerámicos producidas por el calor

eje con respecto al estopero a un máximo de 0.003 in (0.076 mm) medidas con micrómetro.

2. Utilícense sellos con pasadores o rebajos de impulsión endurecidos.

3. Considérense sellos que permitan mejor lubricación del mecanismo de impulsión, por ejemplo, utilizar sellos sencillos en vez de dobles.

4. Determinínense las limitaciones de presión del tipo de sello.

Ahora se describirán las fallas térmicas.

Grietas por calor

Síntomas. La presencia de grietas radiales que pueden ser pequeñas o grandes y que parecen salir del centro del anillo metálico o de cerámica (Fig. 11). Estas grietas actúan como una serie de filos en contra del carbón, grafito u otros materiales del sello, con lo cual se desgastan con rapidez.

Causas. Las causas comunes de las grietas por calor son: 1) falta de lubricación, 2) vaporización en las caras

del sello, 3) falta de enfriamiento y 4) presiones y velocidades -excesivas. Uno o más de estos factores pueden producir alta fricción y calor en las caras del sello. Los esfuerzos térmicos excesivos producirán grietas delgadas.

Correcciones:

1. Compruébese que las condiciones de funcionamiento de la aplicación están dentro de los límites especificados para el sello.

2. Confírmese que el flujo para enfriamiento es adecuado en las caras del sello para disipar el calor. Los lineamientos empíricos son que: *a*) la temperatura del líquido que circula por la cavidad del sello no debe tener un aumento mayor de 40°C (22°C), y *b*) la presión en la cavidad para el sello se debe mantener 25 psi (1.72 bar) por arriba de la presión de vapor del líquido que hay en la cavidad del sello para evitar la vaporización.

3. Compruébese que no se ha sobrecargado el sello. El problema puede ser porque un cojinete o collar de empuje en el equipo se haya dañado o inutilizado y produzca cargas excesivas en las caras del sello.

4. Utilícense materiales más resistentes para la carga. Por ejemplo, si se utilizan revestimientos de cara dura, sustituirlos por carburos de tungsteno o de silicio que tengan límites de presión y velocidad (P-V) más altos y más resistencia a las grietas por calor.

5. Redúzcase el vapor *P-V* del sello. Es un factor de la presión (psi) en las caras del sello, multiplicada por la velocidad (ft/ min) del diámetro exterior de la cara del sello. Se puede consultar al fabricante y obtener sellos de otras dimensiones que reduzcan la carga hidráulica en sus caras a fin de tener una *P-V* más baja con los mismos materiales de la cara.

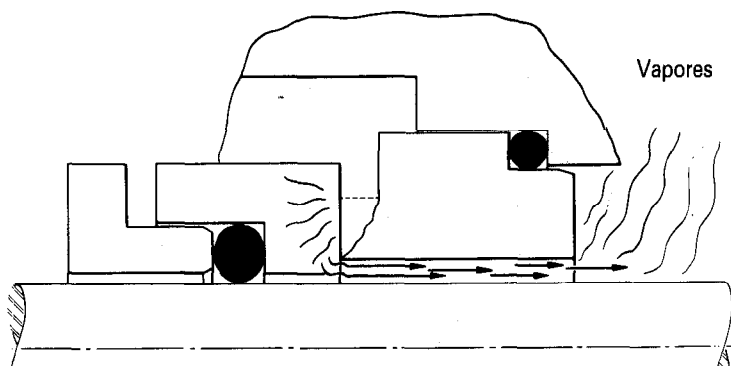
6. Compruébese el enfriamiento y lubricación en las caras del sello y mejórense si es necesario.

Vaporización

Síntomas. Las pequeñas explosiones, "bocanadas" y expulsión de vapores en las caras del sello se conocen como vaporización que produce fugas excesivas y daños.



Fig. 12 La vaporización reduce la duración y el rendimiento del sello



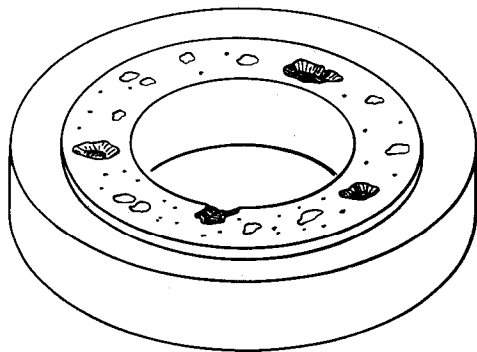


Fig. 13 Las ampollas producen huecos en la cara del sello de carbón

Aunque la vaporización no produzca daños muy graves, disminuye la duración y el rendimiento del sello. La inspección de las caras a menudo indican desportilladuras en los diámetros interior y exterior y picaduras en toda la superficie (Fig. 12).

Causas. La vaporización ocurre cuando no se puede eliminar el calor producido en las caras del sello y se vaporiza el líquido que hay entre ellas. También puede ocurrir si el sello trabaja muy cerca de la temperatura y presión de vaporización del producto en la cavidad para el sello. Otras condiciones de funcionamiento que ocasionarán vaporización incluyen:

1. Presión excesiva para un sello determinado
2. Flexión excesiva de las caras del sello
3. Enfriamiento y lubricación inadecuados del sello.

La vaporización puede indicar que el lavado del sello no funciona o que se ha interrumpido o reducido el agua de enfriamiento que va a un intercambiador de calor.

Correcciones.

1. Mejórense la circulación y enfriamiento en las caras del sello.
2. Compruébese que el sello funciona a temperaturas y presiones inferiores a las de vaporización del producto en la cavidad para el sello.

3. Compruébese si el tipo de sello es el adecuado para los límites de presión y velocidad.

4. Solicítense al fabricante del sello sus recomendaciones para disminuir el calor autogenerado.

Los límites empíricos indican que la temperatura y la presión en el sello deben ser, cuando menos, 25°F (14°C) y 25 psi (1.72 bar) más bajas que la temperatura y presión de vaporización del producto en la cavidad para el sello.

Ampollas

Síntomas. Las ampollas (Fig. 13) son secciones circulares pequeñas que sobresalen en las caras del sello de carbón. A veces, se puede observar mejor si se utiliza un plano óptico o se pulen ligeramente las caras del sello. Las ampollas separan las caras del sello durante el funcionamiento y permiten fugas severas; suelen ocurrir en tres etapas:

Etapas:
Etapa 1: Aparecerán pequeñas secciones realzadas o salientes en las caras del sello.

Etapa II: Aparecerán grietas en las secciones realzadas, con una configuración de estrella.

Etapa III: Surgirán las ampollas y dejarán huecos en la cara del sello.

Causas. No se conoce bien la causa exacta de las ampollas. La mejor explicación es que los líquidos viscosos, como el aceite SAE 10, penetrarán por los intersticios de los sellos de carbón con el paso del tiempo. Cuando se calienta el sello, se expulsa el aceite por los poros. Las ampollas suelen ocurrir en sellos que trabajan en máquinas con paros y arranques frecuentes y con líquidos muy viscosos.

Correcciones.

1. Redúzcase la viscosidad del líquido en la cavidad para el sello, ya sea con el empleo de un líquido diferente o el aumento de la temperatura del líquido.
2. Trátese de eliminar los paros y arranques frecuentes de equipo que tiene sellos mecánicos.
3. Sustitúyase el carbón o grafito por un material no poroso para la cara, como carburos de tungsteno, silicio o bronce.

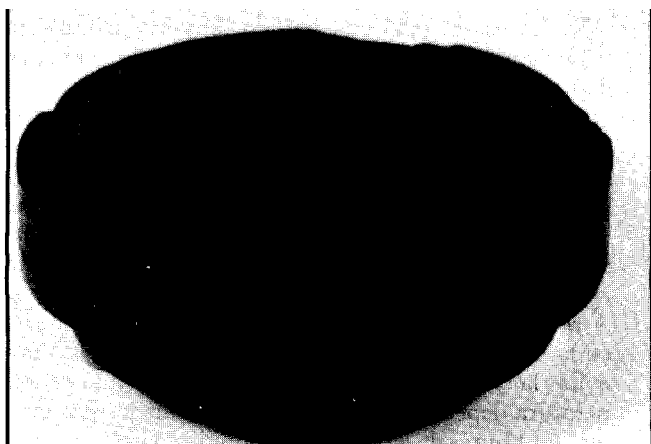
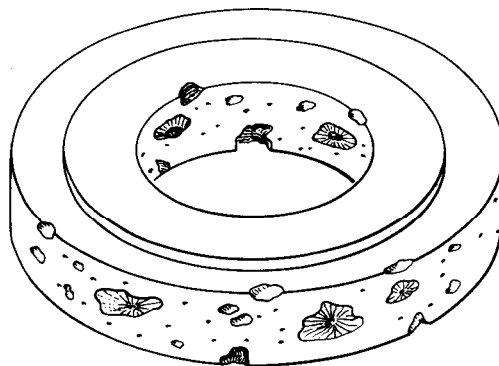


Fig. 14 Las astilladuras son similares a las ampollas pero ocurren en la circunferencia del sello



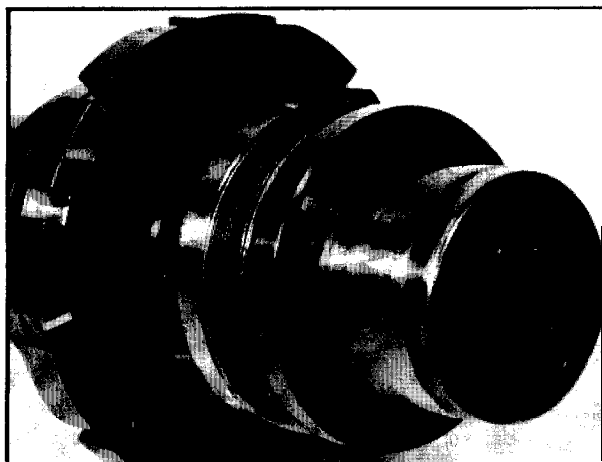


Fig. 15. El barniz o lodo abrasivo se sedimentan en el lado atmosférico del sello mecánico

4. Compruébense el enfriamiento y circulación en las caras del sello. Si son inadecuados, los sellos serán más susceptibles a las ampollas.

Astilladuras

Síntomas. Son similares a los de las ampollas, pero no ocurren en la cara sino en el diámetro exterior y el lado trasero del sello (Fig. 14).

Causas. Las astilladuras, igual que las ampollas, ocurren por esfuerzos térmicos excesivos, en un sello de carbón y grafito. Pero, al contrario de las ampollas, parece ser que las astilladuras ocurren casi con cualquier líquido y se debe a la expulsión repentina de la humedad cuando se sobrecalienta el sello y se deben, casi exclusivamente a que el sello trabaja en seco. Por ello, si hay partes muy astilladas, indica que el equipo funcionó en seco más de unos momentos.

Correcciones: Para que el equipo no funcione en seco, se debe agregar un interruptor de presión o de carga. O como opción, se deben utilizar métodos alternos para sellamiento, como un sello doble que tenga un sistema de convección térmica o de lubricación forzada.

Sobrecalentamiento de sellos anulares

Síntomas. Cuando los sellos anulares de elastómero se sobrecalientan, se endurecen, agrietan y se vuelven muy quebradizos. Los sellos secundarios de Teflón se decoloran y se ponen de un color azul negruzco o café, tienen señales de afluencia en frío o adoptan la forma de la cavidad para el sello secundario.

Causas. El sobrecalentamiento, por lo general, se debe a falta de suficiente flujo de líquido enfriador en la cavidad del sello. También puede deberse a temperaturas excesivas o al empleo de sellos de materiales inadecuados.

Correcciones: Si se observa sobrecalentamiento de los sellos anulares:

1. Compruébese el flujo de líquido enfriador en la cavidad para el sello y también si los tubos tienen obstrucciones o los intercambiadores de calor tienen exceso de incrustaciones.

2. Utilícese enfriamiento. Si las temperaturas todavía son excesivas para un sello secundario de elastómero, considérese el empleo de un sello de fuelle metálico para temperaturas más altas.

Oxidación y carbonización

Síntomas. La oxidación y la carbonización dejan un barniz o lodo abrasivo en el lado atmosférico del sello (Fig. 15), que pueden ocasionar desgaste rápido de las caras o bien que se traben los sellos mecánicos del tipo con o sin empujador.

Causas. La carbonización ocurre por la oxidación o desintegración química de los hidrocarburos, que forman residuos gruesos.

Correcciones,

1. Aplíquese lavado con vapor en el lado atmosférico de los sellos mecánicos del tipo con o sin empujador para arrastrar los lodos o desechos abrasivos.

2. Lávese el sello con líquido limpio y frío de una fuente externa para eliminar la carbonización en la cavidad para el sello.

3. Aplíquese enfriamiento en la cavidad del sello con una camisa para agua en el estopero o con un intercambiador de calor enfriado por agua o por aire.

4. Utilícense materiales de cara dura, en vez de carbón, que resistan la acción abrasiva de las partículas formadas por la oxidación y púrguese el sello en el lado atmosférico con vapor para eliminar el lodo y desechos.

En general, hay que enfriar los hidrocarburos que hay en la cavidad del sello a menos de 250°F (121°C) para evitar la oxidación y la carbonización. El límite de temperatura depende del líquido que se maneje. Por ejemplo, los límites de oxidación de líquidos para transferencia de calor son superiores a 350°F (177°C).

Resumen

El análisis de fallas no siempre es sencillo y exacto, pero se hacen con un método sistemático.

Paso 1. Identifíquense los problemas que reducen la duración del sello. No siempre se deben al diseño y tipo del sello.

Paso 2. Estúdiense con cuidado las posibles soluciones al problema. La experiencia, la información de los fabricantes del equipo y las consultas con un experto en sellos ayudarán a formular una lista de posibles respuestas.

Paso 3. Determínese e implántese la corrección. Esto puede requerir un análisis de costos, disponibilidad de componentes y de los futuros beneficios económicos.

Paso 4. Vigílense los efectos de las correcciones.

Referencias

1. "Metals Handbook," 8th ed., Vol. 10, **Failure Analysis and Prevention**, American Soc. for Metals, Metals Park, Ohio, 1975.
2. "Guide to Modern Mechanical Sealing," 7th ed., Durametallic Corp., Kalamazoo, Mich., 1979.
3. Catalog ORD-5700 [O-rings], **Parker Hannifin Corp. Seal Group**, Lexington, Ky., 1977.
4. Strugala, E. W., The Nature and Cause of **Carbon Blistering**, *ASLE Trans.*, Vol. 28, pp. 333-339, American Soc. of Lubrication Engineers, Park Ridge, Ill., 1972.
5. "Process Industries Corrosion," p. 24, **National Assn. of Corrosion Engineers**, Houston, 1975.

El autor



William V. Adams es Director de Ingeniería de la Durametallic Corp., 2104 Factory St., Kalamazoo, MI 49001 y está a cargo del personal de diseño, aplicación y dibujo. Fue presidente del programa de familiarización con sellos de la American Soc. of Lubrication Engineers, del U.S. Dept. of Energy y de la ASME. Tiene título de ingeniero mecánico de la Western Michigan University y es miembro de la American Soc. of Lubrication Engineers y de ASTM.

Selección e instalación de sellos mecánicos

El funcionamiento sin fugas, poco mantenimiento y cumplimiento con los reglamentos contra la contaminación son las principales ventajas de los sellos mecánicos en los ejes.

John H. Ramsden, Badger America, Inc.

Los sellos mecánicos impiden el escape de todos los tipos de fluidos, sean gases o líquidos, a lo largo de un eje o árbol rotatorio que se extiende a lo largo de una carcasa o una cubierta. Las extensas aplicaciones de estos sellos en las industrias de procesos químicos (IPC) van desde la contención de fluidos criogénicos hasta fluidos de alta temperatura para transferencia de calor.

El sello mecánico tiene ciertas ventajas en relación con las empaquetaduras porque:

- Produce un sellamiento más positivo.
- Elimina los ajustes manuales periódicos.
- Sólo se necesita reemplazar el sello y no el eje o camisa de la bomba.

Los equipos en que se utilizan sellos mecánicos son las bombas centrífugas y rotatorias, compresores centrífugos, de flujo axial y rotatorios y en los agitadores. Este artículo se relaciona con el sellamiento de líquidos en las bombas rotatorias, pues son la aplicación más común.

Los sellos mecánicos para los compresores son de diseño muy complejo, más grandes y los manufactura el mismo fabricante de los compresores. Además, estos sellos se utilizan para retener un gas o fluido compresible que no sea líquido, lo cual plantea problemas exclusivos de diseño y funcionamiento. Para información adicional acerca de sellos mecánicos para compresores, véanse las referencias bibliográficas 1 para compresores y 2 para agitadores.

Características de los sellos mecánicos

El sello mecánico se utiliza para evitar fugas por los ejes, mediante dos superficies de sellamiento, una esta-

cionaria, y otra que gira en contacto con el eje. Estas superficies o caras de sellamiento están perpendiculares en vez de paralelas con el eje. El sello mecánico es similar a un cojinete porque tiene holguras muy pequeñas de funcionamiento con una película de líquido entre las caras?

Las dos superficies de sellamiento se llaman el anillo primario y el anillo correlativo (Fig. 1) y cualquiera de ellos puede ser estacionario. Sin embargo, en la mayor parte se utiliza un anillo primario rotatorio y un anillo correlativo estacionario. Las caras de los dos anillos se pulimentan para darles una planicidad que se mide en millonésimas de pulgada y permanecen en contacto en toda su superficie para producir un sello casi completo. El anillo primario tiene montaje flexible para permitir su movimiento axial y radial y mantener el contacto con el anillo correlativo.

Los sellos secundarios permiten el montaje flexible del anillo primario y son tazas, anillos en V o cheurones, fuelles, anillos en forma de cuña y sellos anulares. La fuerza de cierre necesaria para mantener el contacto con el anillo correlativo se produce con resortes, fuelles metálicos o magnetismo. El anillo correlativo puede tener montaje flexible con sellos anulares o juntas o se instala a presión.

Clasificación de los sellos mecánicos

Los sellos mecánicos se clasifican por el tipo de montaje, sea interno o externo y si son equilibrados (balanceados) o desequilibrados.

Si el anillo primario está montado en el recipiente para el líquido, se denomina sello interno; si está montado

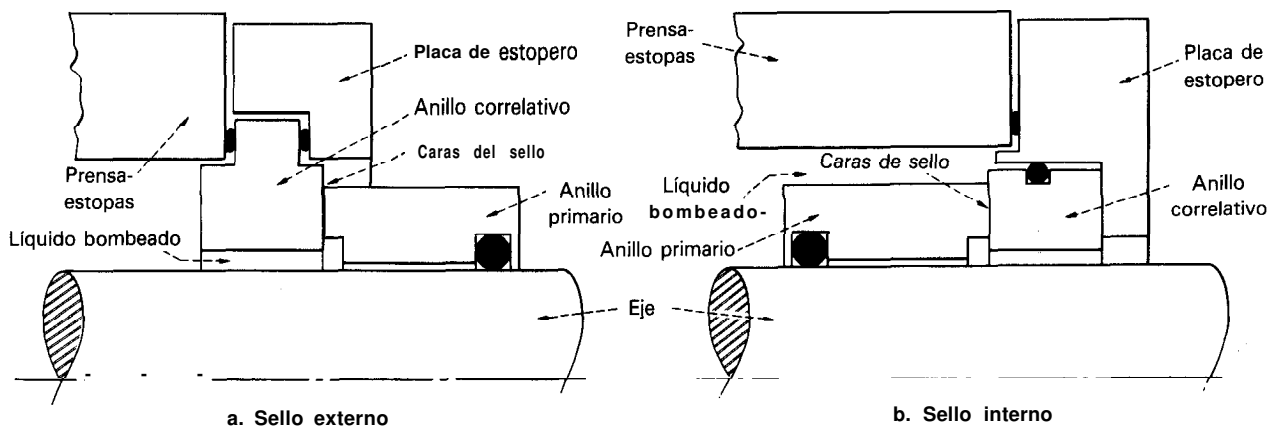


Fig. 1 Componentes básicos de los sellos mecánicos para líquidos

en el exterior, se denomina sello externo. En la figura 1 se ilustran los sellos internos y externos.

Se prefieren los sellos externos para facilidad de mantenimiento. También permiten aislar las piezas metálicas de los materiales corrosivos. Algunas de sus desventajas son:

1. La fuerza hidráulica tiende a separar las caras del sello.
2. La lubricación y lavado de las caras están restringidas
3. Las partículas abrasivas en el líquido se pueden acumular en la abertura anular; después, la fuerza centrífuga las empuja entre las caras y producen desgaste rápido.

Para tener mejor funcionamiento se suelen preferir los sellos internos en los que todo el anillo primario está rodeado por el líquido. Las fuerzas hidráulicas actúan junto con los resortes para mantener el contacto entre las caras. El lavado y la lubricación se pueden diseñar para tener mejor enfriamiento positivo en las caras.

Las fuerzas que actúan en la cara primaria de un sello interno sometido a la presión hidráulica en el estopero pueden producir una condición desequilibrada. En la figura 2a se ilustra un sello interno desequilibrado. La presión que actúa en la parte posterior del anillo primario empuja las caras del sello entre sí. Con un sello que fun-

ciona con alta presión en el estopero, las fuerzas pueden ser excesivas y producir desgaste rápido de las caras del sello. Los fabricantes de estos sellos utilizan la relación presión-velocidad para determinar los límites de presión en los sellos desequilibrados. Por lo general, el empleo de sellos desequilibrados es sólo para presiones de 200 psig (1 380 kPa) en el estopero, según sean el tamaño y velocidad del eje. La Norma API 610, en su tabla 1 especifica un límite más bajo y conservador.⁴

Las fuerzas que actúan en las caras del sello se pueden reducir con el cambio de la relación entre la superficie de cierre y la superficie de la cara. Si se reduce la superficie en la cual actúa la presión pero se mantiene constante la superficie de la cara, se reducirá la fuerza contra ésta. Esto se llama equilibrar el sello. Para llenar la superficie se emplea un reborde en el eje, la camisa o el retén del sello (Fig. 2b).

Aplicación de los sellos mecánicos

Casi todos los sellos mecánicos son sencillos y son adecuados si el líquido bombeado está limpio, libre de sólidos y no es tóxico ni peligroso. En la figura 3 se ilustra un sello sencillo interno, equilibrado, típico.

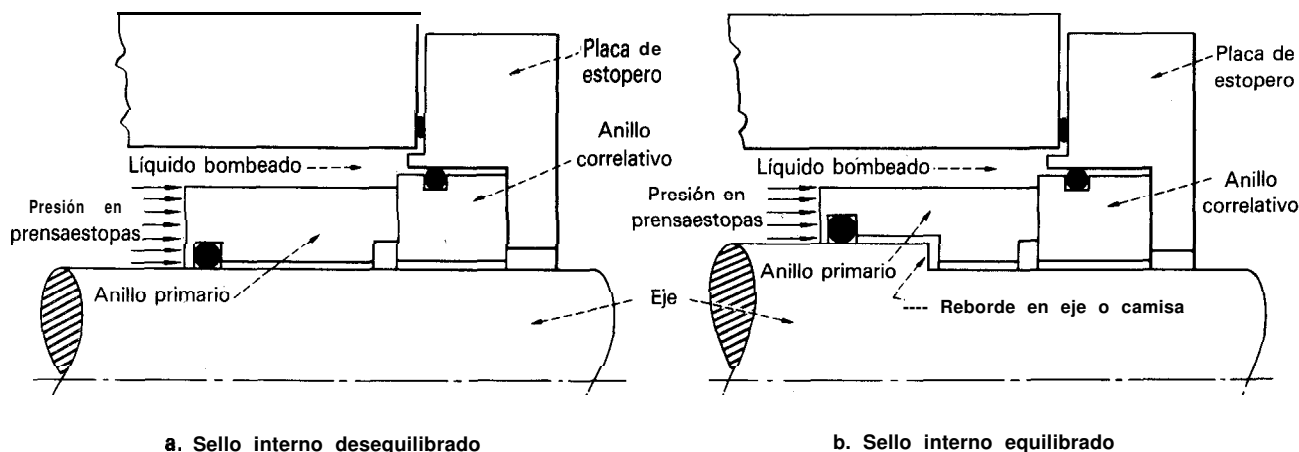


Fig. 2 El sello equilibrado reduce las fuerzas contra las caras

Para prolongar la duración, el sello se debe mantener frío y para ello se lava el estopero con un líquido. Si el líquido bombeado es limpio y frío, se puede utilizar una derivación de la descarga de la bomba para lavar el sello y eliminar el calor de la fricción ocasionada por el rozamiento entre las caras.

Si no se puede utilizar el líquido bombeado, se suministra líquido de una fuente externa, que sea compatible con el mismo. El líquido externo debe estar limpio, frío y a una presión mayor que la máxima dentro del estopero. La presión dentro del estopero varía según el tipo y fabricante de la bomba; en las centrífugas, puede ser unas cuantas psi más que la de succión o la máxima de descarga.

La cantidad de líquido externo se puede reducir con una restricción entre el prensaestopas y la cavidad de la bomba. Esto se hace para reducir la contaminación o la dilución del líquido bombeado y disminuir el costo de operación. Están disponibles restricciones que pueden ser un sello de pestaña o un buje (casquillo) de garganta.

El sello de pestaña o "labio" se utiliza para evitar que el líquido bombeado penetre al estopero y también produce cierta restricción al líquido de lavado que entra a la bomba.

El buje de garganta tiene tolerancia muy precisa para restringir el flujo. La holgura entre el buje y el eje debe ser suficiente para evitar el rozamiento y depende de la excentricidad y flexión del eje. Cuanto mayor sea la holgura y más corto sea el buje, mayor será la dilución del líquido bombeado. Se utiliza un buje flotante para reducir más la dilución. Este tipo de buje se monta de modo que pueda seguir el movimiento del eje con una holgura muy reducida, pero sin frotamiento.

Para evitar que el líquido bombeado penetre al estopero, un fabricante de sellos recomienda que la velocidad del líquido de lavado en la garganta sea de 10 a 15 ft/s (3 a 4.6 m/s). En una bomba con eje de 2 in (50 mm) de diámetro con un buje fijo que tenga una holgura radial de 0.007 in (0.18 mm) se necesita un volumen de lavado de 2.1 gpm (8 l/min) para mantener una velocidad de 15 ft/s (4.6 m/s). En esa misma bomba con buje flotante que tenga una holgura radial de 0.003 in (0.08 mm) se necesita 0.9 gpm (3.4 l/min).

El sello mecánico no es del tipo que no permite fugas. Funciona con el principio de producir una película de líquido entre las caras de sellamiento para lubricarlas y enfriarlas; ésta es la razón para que el líquido para lavado esté limpio y frío. Según sean las condiciones y lo plano de las caras del sello, las fugas son muy pequeñas, de apenas una gota por minuto y muchas veces no se ven.

Si el líquido que se fuga por el sello se vaporiza o condensa a la presión atmosférica, habrá que proveer un sello auxiliar, como una empaquetadura o un buje ex-trangulador hacia fuera de las caras del sello en el disco de la empaquetadura. Se proveen conexiones para respiración o drenaje para descargar los vapores en la atmósfera en un lugar seguro, para evacuar el condensado o enfriarlo con un líquido enfriador (Fig. 6).

En circunstancias que se requieren cero fugas, por la toxicidad, la contaminación ambiental, etc., el sello sencillo no suele ser adecuado y se utiliza un sello mecánico

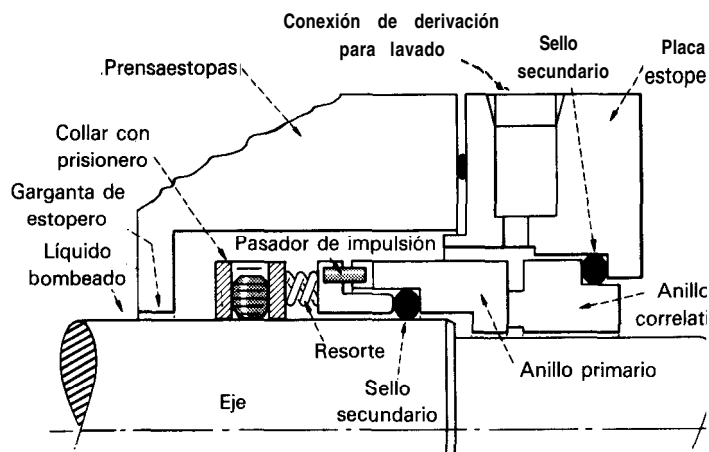


Fig. 3 Relación de componentes para sello interno sencillo, equilibrado

doble (Fig. 4), que es el tipo más común. Se colocan dos sellos "encontrados" que tienen una cavidad entre ellos. Para dar buena duración del sello, se circula en la cavidad un líquido para sello con temperatura y presión controladas.

El líquido para sello debe estar a una presión superior a la de funcionamiento del estopero para que funcione el sello. Por ello se necesita que haya alguna fuga entre las caras. El líquido que pasa por la cara interna entrará al estopero y se mezclará con el líquido bombeado. El líquido que pasa por la cara externa saldrá a la atmósfera. Por ello, el líquido de sello debe ser compatible con el que se bombea y no ocasionará problemas de contaminación. Se puede utilizar como líquido de sello uno limpio y frío que venga de otro sistema de bombeo en la planta o se debe tener un sistema cerrado para servicio de una o más bombas.

Otro tipo de sello que se utiliza con frecuencia para resolver problemas ambientales y de seguridad es el que tiene sellos en paralelo o tándem (Fig. 5) que tienen tres diferencias principales con los sellos dobles:

Primera, ambas caras del sello están en la misma dirección en vez de estar "encontradas" (espalda con espalda).

Segunda, el líquido en la cavidad del sello se utiliza como barrera y está a una presión menor que la que hay en el estopero. Por tanto, las fugas serán del estopero a la cavidad del sello que contiene el líquido de barrera.

Tabla 1 Límites de presión para sellos desbalanceados (American Petroleum Institute Standard 610)

Diámetro interior del sello		Velocidad del eje	Presión de sellado		
in	mm		rpm	psig	kPa
½ hasta 2	13 hasta 50	Hasta 1 801	800 hasta 3 600	100	690
				50	345
Por arriba de 2 hasta 4	Por arriba de 50 hasta 100	Hasta 1 801	800 hasta 3 600	50	345
				25	172

Fuente: Ref. 4

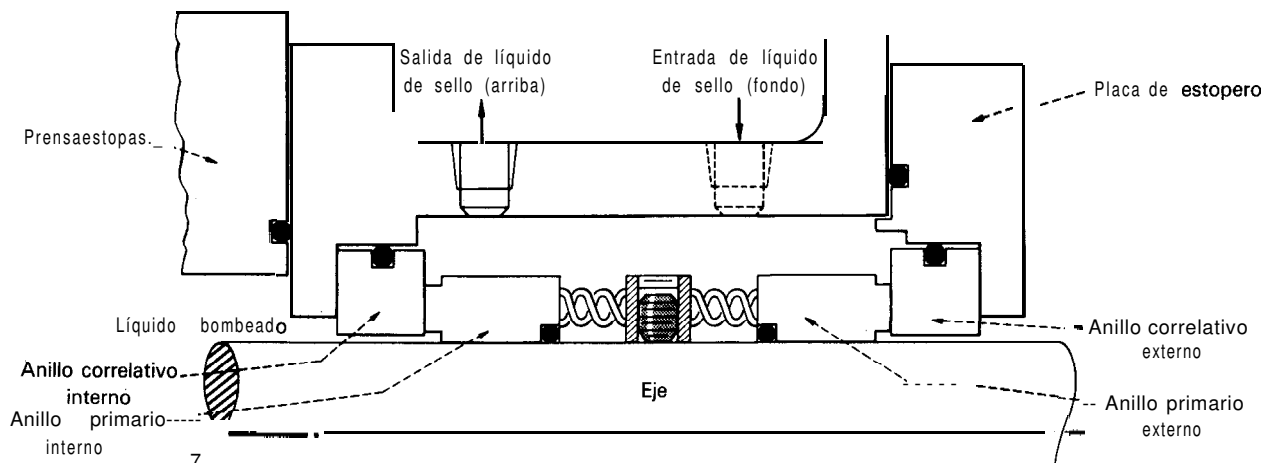


Fig. 4 Los sellos dobles "encontrados" eliminan las fugas del líquido bombeado hacia la atmósfera

Tercera, se utiliza lavado del sello en el estopero para eliminar el calor de la fricción. El sello secundario (externo) sirve de complemento para el primario o interno.

Accesorios para sellos mecánicos

Un requisito del líquido para sellos es que esté limpio. Las partículas extrañas suspendidas pueden penetrar entre las caras del sello y dañarlas.

Filtros. Un método para tener líquido limpio es con un filtro en el tubo de derivación o en el tubo de alimentación del sello. Se deben tener en cuenta dos preguntas antes de seleccionar ese filtro.

1. ¿Qué cantidad de sólidos hay que filtrar? Si el líquido del sistema está muy sucio, los filtros se llenarán y obstruirán con rapidez y ocasionarán altos costos de mantenimiento.

2. ¿Funciona o no la bomba en un cuadro cerrado? Si la bomba está en un sistema de una sola pasada, el filtro se llenará con frecuencia y habrá que cambiarlo; en esta situación se debe escoger un sistema diferente de lavado. Si la bomba está instalada en cuadro cerrado el filtro, con el tiempo, limpiará todo el sistema y la frecuencia de los cambios será mucho menor.

Los filtros se deben instalar por pares para que funcione uno mientras se limpia el segundo para dejarlo como reserva.

Los elementos del filtro pueden ser de muchos materiales y hay que tener cuidado de que sea compatible con la corriente de líquidos que se va a filtrar.

Separadores de ciclón. Son muy adecuados para sistemas de bombeo de una sola pasada en el cual un filtro se obstruiría con rapidez al retener los sólidos de una corriente en derivación para lavado. El líquido derivado entra al ciclón en sentido tangencial, cerca de la parte superior. Se lanzan las partículas pesadas contra la pared del ciclón y salen por el fondo. El líquido aclarado se mueve hacia dentro y arriba por la conexión para lavado del sello en el prensaestopas. Los sólidos y algo de líquido retornan a la succión de la bomba desde el fondo del ciclón.

La eficiencia del separador de ciclón depende del tamaño de partículas de sólidos y su concentración, la densidad relativa de los sólidos y el líquido y la caída de presión en el separador. Su eficiencia aumenta con partículas más grandes, mayor concentración de la solución, diferencias más grandes en la densidad relativa y mayor caída de presión en el separador.

Control de la temperatura

Los sellos mecánicos están destinados para funcionar hasta 750°F (400%) y también los hay para temperaturas más altas. Sin embargo, cuanto más frío se pueda mantener el líquido de lavado, más durará el sello y habrá menos problemas de mantenimiento. Hay varios métodos para controlar la temperatura en el estopero.

La mayor parte de las bombas incluyen o se pueden equipar con camisas para el estopero a una zona que rodee a éste para circular agua de enfriamiento. Este método produce cierta reducción de la temperatura. Además, la cara estacionaria del sello se puede taladrar para dejar circular el agua; esto es más eficaz para eliminar el calor generado por el rozamiento entre las caras del sello. Sin embargo, si el anillo estacionario es de carbón, hay poca eliminación de calor y este método no es muy eficaz.

El mejor método es utilizar un intercambiador de calor en el sistema de derivación para lavado, en el cual se puede enfriar directamente el líquido antes de inyectarlo en el estopero. Se prefiere una temperatura de menos de 200°F para el líquido de lavado.

En los sellos mecánicos sencillos o dobles se puede utilizar un sistema cerrado que consta de un anillo de bombeo y un intercambiador de calor en un cuadro cerrado de tubería. El anillo de bombeo es ranurado, se monta en el eje entre los sellos; puede girar y sirve como una bomba de baja capacidad y baja carga. Estos anillos producen suficiente carga para circular el líquido de sello del estopero por el intercambiador de calor y de retorno. El intercambiador puede ser enfriado por aire o por líquido. A veces se prefiere el anillo de bombeo en

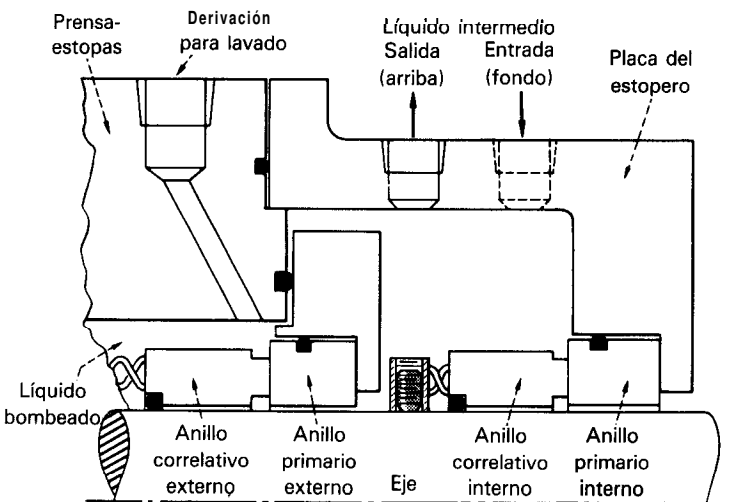


Fig. 5 El líquido intermedio está a presión más baja que la del estopero en este sello en paralelo o tándem

vez de un sistema de derivación con intercambiador, porque en tal caso el intercambiador puede ser más pequeño.

El tubo para lavado debe ser lo más corto que se pueda y no tendrá codos ni curvas, para que las pérdidas por fricción sean mínimas. La capacidad y la carga del anillo de bombeo son proporcionales a la velocidad periférica del anillo; se acostumbra una velocidad mínima de 800 ft/min (4 m/s).

Si se va a utilizar sistema cerrado con un sello mecánico doble, se necesita algún sistema para mantener la presión en el cuadro más alta que la del estopero para evitar las fugas del líquido bombeado por el sello inter-

no. Una forma de mantener esa presión para el sello es con un detector de la presión de succión o de descarga de la bomba y mantener un diferencial fijo por arriba de esa presión con un resorte o una carga estática.

El control de la temperatura no siempre es para el enfriamiento. Cuando se bombean líquidos para transferencia de calor, aceites pesados, etc., con puntos de fusión muy superiores a la temperatura ambiente se necesita calentar el estopero para evitar que el material se cristalice o solidifique. Las camisas del estopero se pueden utilizar para el vapor. Hay disponibles placas para estopero calentadas por vapor. Si no se tiene vapor a temperatura suficiente, se puede utilizar calefacción eléctrica.

Función de la placa de estopero

La placa de estopero es parte importante del sello mecánico porque el anillo estacionario se monta en ella. También es la pieza que se atornilla en el prensaestopas y forma una sección de la cubierta para retención de presión en la cual sobresale el eje.

Además de servir para montar el anillo estacionario, la placa también permite instalar componentes para seguridad. Un sello mecánico es sólo eso: un aparato para evitar las fugas y por ello es susceptible de fallar y si ocurre, habrá fuga. Se debe reconocer este riesgo y determinar si la fuga pone en peligro al personal, el equipo o el ambiente. Si existe peligro, hay que proveer algún medio de controlar la fuga.

Ya se mencionaron las opciones, sellos dobles y sellos en paralelo, para contener las fugas en caso de falla del sello. La tercera opción es proveer algún medio de contener y recolectar el líquido y enviarlo a un lugar seguro. Para ello, se emplea una placa de estopero que tenga una

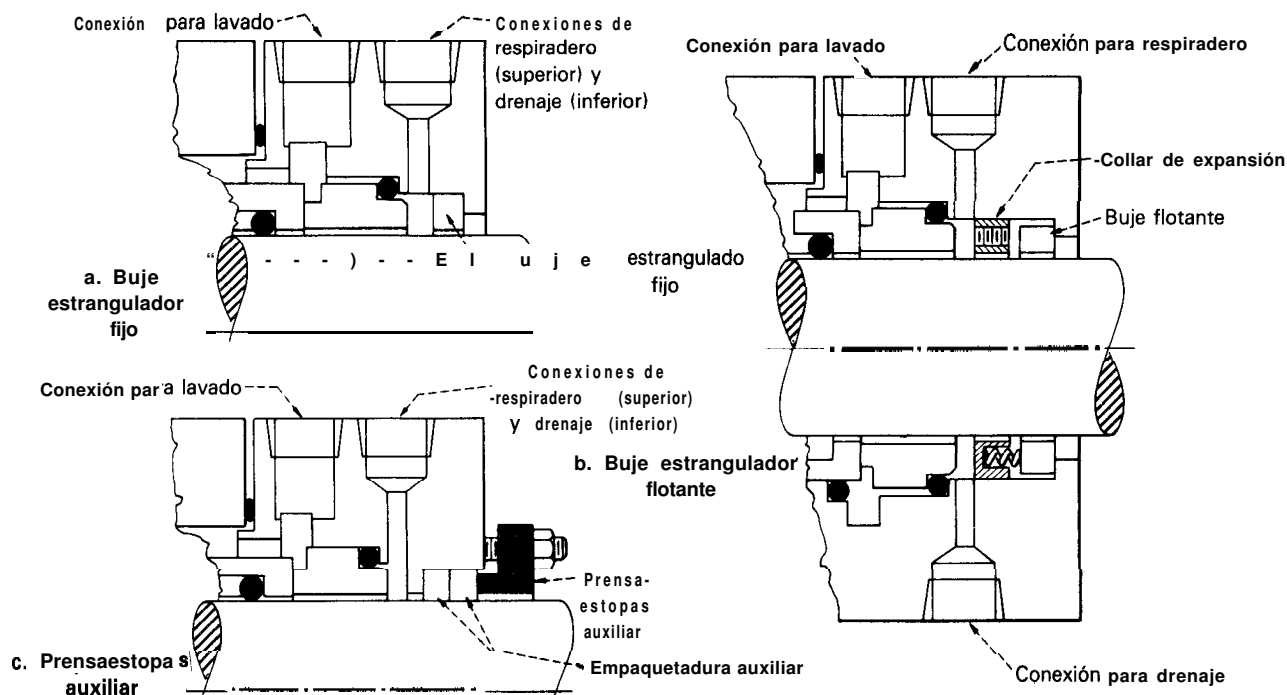


Fig. 6 Las conexiones para respiración, drenaje o enfriamiento contienen y reciben las fugas de los sellos

holgura muy precisa con el eje y sirva para respiración, drenaje o enfriamiento.

En la figura 6a se ilustra una placa de estopero con una conexión para respiración o enfriamiento, una conexión para drenaje y un buje estrangulador fijo, el cual es similar al buje de garganta fijo y necesita una holgura un poco grande para no rozar contra el eje. Si hay que reducir todavía más las fugas, se puede instalar un buje de garganta flotante (Fig. 6b). La cantidad de fuga con estos bujes se determina igual que los bujes de garganta.

Un método más positivo para evitar las fugas por el eje es un prensaestopas auxiliar (Fig. 6c), que consiste en uno o más anillos de empaquetadura con un casquillo que sirve de retén. Hay que circular agua por las conexiones de respiración y drenaje para lubricar la empaquetadura.

La placa de estopero también puede servir como conexión para lavado cerca de las caras del sello primario. La mayor parte de las bombas, en especial las que tienen prensaestopas con empaquetadura, tienen una conexión para lubricarla, que se puede utilizar como conexión para lavado de un sello mecánico. Sin embargo, debido a que la conexión, muchas veces, está entre las caras del sello y la bomba, permite que se forme una zona de estancamiento en el prensaestopas, hacia fuera de la conexión, que puede aminorar la eliminación de calor de las caras del sello y permite la acumulación de cuerpos extraños.

El punto preferido para la inyección del líquido de lavado es justo hacia fuera de las caras del sello primario, para que el líquido pase por ellas y vuelva a la bomba por la garganta del prensaestopas. En la figura 3 se ilustra una placa de estopero con conexión para lavado que deja pasar el líquido por las caras del sello.

Materiales de construcción

La selección de los materiales adecuados para las condiciones de funcionamiento es muy importante para lograr larga duración del sello. Hay que tener en cuenta el diseño, condiciones de funcionamiento y lubricación del sello.

El tipo de líquido que se retiene influirá en el tipo del sello que se escoja. Por ejemplo, si se requieren o prefieren sellos secundarios de fluorocarbono por su resistencia al líquido bombeado, se necesita un sello con anillos en V o con copas cóncavas para contrarrestar la tendencia a la afluencia en frío de una resina pura de fluorocarbono. Si se utiliza un fluorocarbono con relleno, como Nylon con fibra de vidrio, entonces se puede emplear el tipo de sellos anulares.

La presión y la temperatura también influyen en el diseño de los sellos. Los materiales para los sellos primario y secundario, resortes y placa de estopero (retén) se determinan por la temperatura, la corrosividad y la compatibilidad del líquido.

Se dijo antes que un sello mecánico es similar a un conjinete con una película de líquido entre las caras; si no es lubricante, tal como un hidrocarburo ligero, se necesitan caras autolubrificantes en el sello.

En la mayor parte de las combinaciones de materiales para los anillos del sello se utiliza carbón o grafito en una de las caras. Se emplea porque tiene buenas características de desgaste, es más blando que otros materiales y más compatible en una amplia gama de temperaturas y de materiales corrosivos. Otros materiales que se suelen utilizar para las caras son Stellite, carburo de tungsteno, acero inoxidable, cerámica y Ni-Resist, que tienen límites máximos de temperatura entre 350°F (177°C) y 750°F (400%).

Para trabajo con líquidos corrosivos, los anillos del prensaestopas, resortes y fuelles están disponibles en diversos materiales, como acero inoxidable, Monel y Hastelloy.

Los materiales para el sello secundario son, entre otros, Buna N, Neopreno, resinas de fluorocarbonos y grafito. Cada material tiene sus límites de temperatura que van desde -320°F (-196°C) hasta 800°F (427°C).

Los fabricantes de sellos tienen tablas para selección del material para una serie de líquidos en las que se recomiendan el tipo y material del sello para la mayor parte de los líquidos.

Debido a las grandes variaciones en material y construcción, hay sellos disponibles para temperaturas desde -350°F (-212°C) hasta 750°F (400°C) y para presiones desde subatmosféricas hasta 2 500 psi (17 238 kPa).

Instalación y funcionamiento

La instalación correcta de los sellos mecánicos es importante. El movimiento axial del eje debe ser menor de 0.004 in (0.1 mm), pues el movimiento axial excesivo puede ocasionar desgaste del eje o camisa en el punto de contacto con el sello secundario. También puede producir exceso o falta de carga o traqueteo de los resortes, que harán fallar el sello. La flexión del eje de más de 0.003 in (0.8 mm) puede producir desgaste de las caras del sello y del eje en el punto de contacto del sello secundario. Hay que comprobar también el escuadramiento del prensaestopas y la concentricidad de su cavidad. Hay que seguir con cuidado las instrucciones para instalar los sellos para evitar problemas.

El momento más crítico para un sello es cuando se pone en marcha la bomba por primera vez. Por lo general, la bomba está inundada pero las caras del sello pueden funcionar en seco durante un tiempo corto hasta que se tiene funcionamiento estable. Durante el arranque es cuando se pueden introducir sólidos y dañar los sellos. También es el momento en que la bomba funcionará casi en condiciones de cierre, con lo que habrá calentamiento excesivo del líquido bombeado e inestabilidad del funcionamiento. En estas condiciones, se pueden dañar los sellos.

Si el sello es el correcto y está bien instalado, puede durar quizá dos años después de arrancar la bomba en el supuesto de un buen funcionamiento del sello. Algunos de los problemas que pueden ocurrir con los sellos mecánicos son:

1. Pérdida de la película entre las caras, que pueden producir grietas por calor en la cara dura o la explosión del anillo de carbón.

2. Desgaste de las caras por los sólidos en el líquido o por un líquido que se cristaliza entre las caras.

3. Deformación del anillo estacionario, ocasionada por apretar en exceso los tornillos del estopero.

Los sellos mecánicos permiten bombear líquidos que, por razones de protección ambiental, no se pueden mover con una bomba que tenga empaquetadura en el eje. Aunque la inversión en sellos mecánicos es mayor que en empaquetaduras, aquéllos requieren menos atención y tienen menores costos de mantenimiento¹⁰ cual compensa la inversión adicional.

Referencias

1. Boyce, M. P., How to Achieve Online Availability of Centrifugal Compressor, *Chem. Eng.*, June 5, 1978, pp. 122-125.
2. Ramsey, W. D., and Zoller, G. C., How the Design of Shafts, Seals and Impellers Affects Agitator Performance, *Chem. Eng.*, Aug. 30, 1976, pp. 105-108.
3. Karassik, I. I., Krutzsch, W. C., and Messina, J. P., eds., "Pump Handbook," pp. 2-8'2 to Z-89, McGraw-Hill, New York, 1976.
4. API Standard 610, "Centrifugal Pumps for General Refinery Services," 5th ed., American Petroleum Institute, Washington, D.C., March 1971.

El autor



John H. **Ramsden** es ingeniero en jefe de equipo rotatorio en Badger America, Inc., One Broadway, Cambridge, MA 02142. Está a cargo de la selección y aplicación de bombas, compresores, expansores y propulsores en muchos proyectos de las industrias de procesos químicos. Tiene título de ingeniero químico de la Tufts University y maestría en administración de empresas de la Northwestern University; es ingeniero profesional registrado en Massachusetts.

Selección e instalación de empaquetaduras mecánicas

Las empaquetaduras correctas y bien instaladas en ejes rotatorios, pueden aislar de la atmósfera el líquido del equipo de proceso.

Richard Hoyle, A. W. Chesterton Co

Los nuevos materiales han hecho posibles empaquetaduras que sellan mejor, duran más y reducen el desgaste del equipo.

Aunque la tendencia actual es construir plantas totalmente selladas con sellos mecánicos o de caras de extremo, las empaquetaduras mecánicas son una opción viable de los sellos en una gran variedad de servicios. Se examinará la tecnología de las empaquetaduras mecánicas y se comentarán, en su caso, los méritos relativos de las empaquetaduras y los sellos.

La principal ventaja de las empaquetaduras es la facilidad para seleccionarlas e instalarlas en un prensaestopas o estopero (Fig. 1a). Las empaquetaduras también evitan las serias fallas que pueden ocurrir con los sellos mecánicos.

Las empaquetaduras funcionan con el principio de fugas controladas en aplicaciones dinámicas. No se pretende que eliminen por completo las fugas de un equipo sino que permitan una cantidad controlada de escurrimiento, como se describirá en detalle. Por otra parte, con los sellos mecánicos se pretende parar por completo cualquier fuga. Por ello, hay que definir lo que son fugas o escurrimiento.

Fugas por empaquetaduras y sellos

Un sello mecánico (Fig. 1b) transfiere el desgaste del eje o camisa del equipo a las partes integrales del mismo llamadas caras de sello o caras de desgaste. Si estas caras están lo bastante planas y lisas, impedirán que las fugas salgan a la atmósfera. Si se define que una fuga es un líquido visible, se puede afirmar que los sellos mecáni-

cos detienen las fugas por completo. Además, sólo dejan escapar cantidades diminutas de vapores durante todo el funcionamiento.

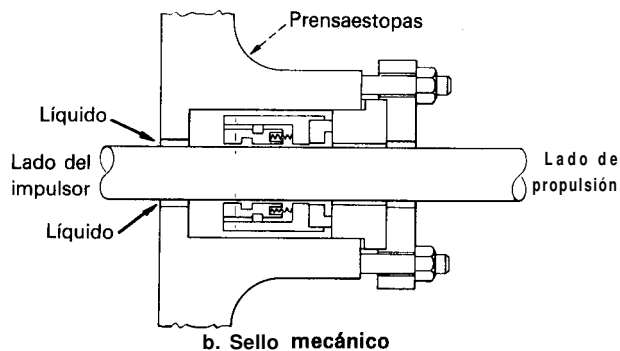
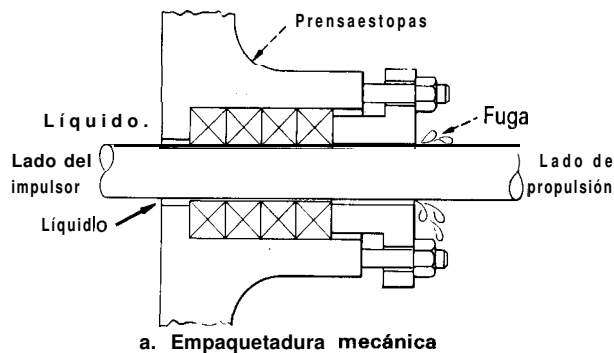


Fig. 1 Métodos para contener y aislar líquidos en los ejes

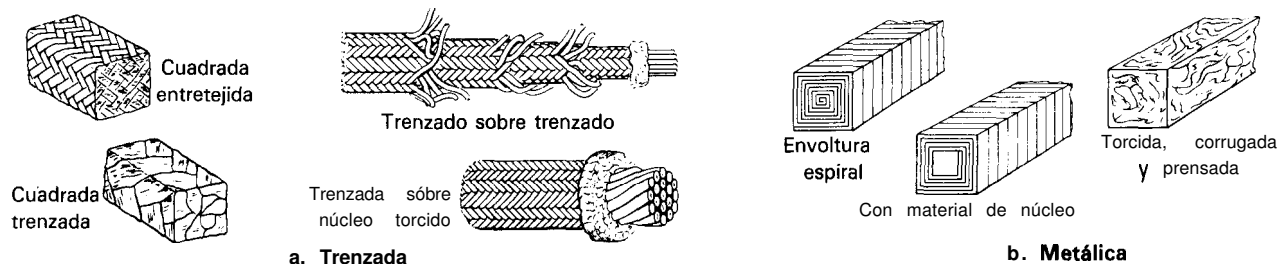


Fig. 2 Construcciones básicas de empaquetaduras mecánicas

Desde un aspecto técnico, los sellos mecánicos tienen fugas continuas, pero en un año de uso continuo de ellas, con un sello que funcione bien en servicio con agua, no llegarán al equivalente de una taza. Por el contrario, una empaquetadura que escurra 60 gotas por minuto, produciría 15 tazas por día. Sin embargo, en una bomba que maneje 300 gpm, el porcentaje de fugas es de sólo 0.00026%. Entonces, la finalidad básica de las empaquetaduras es el control y no la eliminación de las fugas.

Se dice que los sellos mecánicos evitan las fugas, porque éstas son insignificantes, aunque a veces pueden ser considerables y, lo que es más importante, incontrolables en caso de falla del sello, lo que obligará a retirar el equipo del servicio en un momento inoportuno.

Tipos de empaquetaduras mecánicas

Se utilizan los términos empaquetadura blanda, empaquetadura de bloqueo, empaquetadura de compresión y empaquetadura trenzada para describir parte o todos los tipos de ellas. Las definiciones de metálicas o plásticas son para productos específicos.

La mayoría de las empaquetaduras están destinadas para equipo rotatorio. También se utilizan en válvulas y otras aplicaciones como en juntas para puertas, en mezcladoras, para juntas de expansión y bombas reciprocantes. Si se utilizan en una bomba debe haber escurrimiento. En las válvulas, juntas de expansión o juntas para puertas generalmente no hay escurrimiento ni infiltraciones.

En este artículo sólo se mencionarán las empaquetaduras mecánicas utilizadas en las bombas y con referencia ocasional a las empleadas en las válvulas. No se describirán las juntas y empaquetaduras automáticas ni las hidráulicas.

Los cuatro tipos de empaquetaduras son entretejida cuadrada, plegada cuadrada, trenzado sobre trenzado y trenzada sobre un núcleo. Los más utilizados son la entretejida cuadrada y la trenzada sobre un núcleo. Las diferencias en el trenzado dependen del tipo de máquina en que se fabrican las empaquetaduras (Fig. 2a).

La empaquetadura entretejida se hace en una máquina llamada trenzadora de celosía. Los hilos se forman en diagonal en la empaquetadura (Fig. 2a). Es la mejor para retener su forma cuadrada y para controlar tolerancias de manufactura. La de trenzado cuadrado y plegada también retiene su forma cuadrada pero suele ser una estructura trenzada absorbente que puede absorber una gran cantidad de lubricante. El tipo de trenzado sobre trenzado se trenza en forma redonda y después se pasa por una prensa escuadradora o una calandria para darle su forma cuadrada. La empaquetadura trenzada sobre un núcleo también se trenza redonda y se le da la forma cuadrada con una calandria. Los materiales básicos para estas cuatro empaquetaduras son fibras animales, vegetales, minerales y varias sintéticas que se describirán con mayor detalle.

Las empaquetaduras metálicas se hacen con plomo o babbitt, cobre o aluminio y son de envoltura en espiral o de construcción plegada, torcida; se pueden utilizar otros materiales pero éstos son los que más se emplean. Estas empaquetaduras suelen tener un núcleo de material elástico compresible y algún lubricante (Fig. 2b). El núcleo es un cordón de caucho sintético o mecha de asbesto. Las empaquetaduras metálicas se emplean por su resistencia física, no absorbencia, resistencia al calor o cualquier combinación de ellas.

Las empaquetaduras de plástico pueden ser de construcción homogénea o, a veces, están formadas sobre un núcleo. Con frecuencia, tienen una camisa de asbesto u

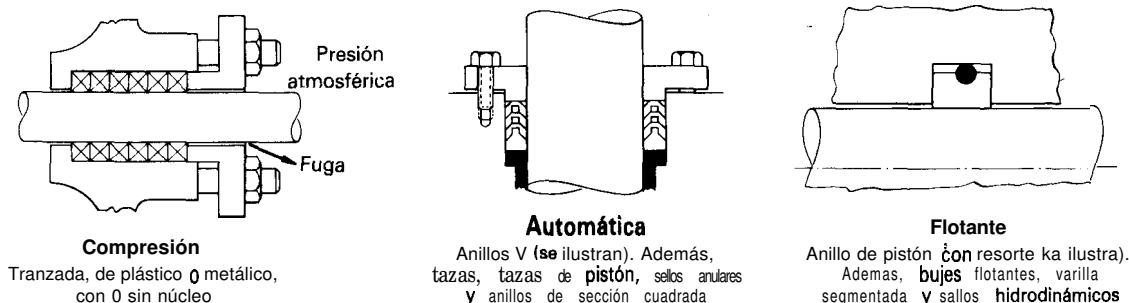


Fig. 3 Clases de empaquetaduras mecánicas para sellar ejes

otro material trenzado para ayudar a mantenerles la forma. Estas empaquetaduras se suelen hacer con materiales a base de fibras de asbesto, con grafito o con mica y aceite 0 grasa; a veces se agregan otros materiales para tener un producto terminado con las propiedades deseadas.

Otros dos tipos son las empaquetaduras de caucho y lona y de caucho y asbesto. Las empaquetaduras de caucho y lona son capas laminadas de lona de algodón que se trata con un compuesto de caucho sin curar; la cura produce la forma, tamaño y resistencia finales deseados y después se impregnan con lubricantes secos, sólidos o húmedos. Las empaquetaduras de asbesto y tela son similares a las de caucho y lona. Ambos tipos se utilizan también con anillos de extremo para bombas de baja velocidad que manejan líquidos muy viscosos. En este servicio, las empaquetaduras suelen tener refuerzo de alambre.

Los lubricantes para empaquetaduras mecánicas son sólidos, secos o líquidos. Los sólidos o secos pueden ser el tetrafluoroetileno (TFE), grafito, mica y disulfuro de molibdeno. Los líquidos incluyen aceites, refinados y sintéticos, grasas minerales y animales y diversas ceras. Algunas empaquetaduras incluyen su propio lubricante y son las de tipo grafitico.

Clases de empaquetaduras

Las empaquetaduras mecánicas se pueden dividir en tres clases generales que son: tipo de compresión, automáticas y flotantes y se ilustran en la figura 3.

En las empaquetaduras de compresión se utiliza la fuerza producida por la placa de extremo para hacer contacto con el eje. En estas condiciones, el lubricante suaviza el control con el eje y se va disipando con el tiempo. Cuando ocurre la pérdida total del lubricante, hay que reemplazar la empaquetadura (Fig. 4).

Las empaquetaduras automáticas son de una construcción en la cual el contacto con el eje no depende de la compresión del prensaestopas o sólo depende de la compresión inicial del mismo. Se suelen instalar de modo que la presión ayude a las fuerzas de sellamiento. Cualquier empaquetadura del tipo de pestaña o labio, sella en un solo sentido y se utiliza más en máquinas reciprocantes.

Un anillo de pistón es un ejemplo de empaquetadura flotante; cualquier empaquetadura segmentada que funciona en un espacio limitado y que se mantiene unida con resortes, sería del tipo flotante. En este artículo no se describirán las flotantes ni las automáticas.

Propiedades de las empaquetaduras

Las propiedades deseables en la empaquetadura mecánica son elasticidad, resistencia a los productos químicos y resistencia física.

■ La elasticidad permite colocar la empaquetadura en un prensaestopas y que sufra una ligera deformación para adaptarse en el mismo. También permitirá que se deforme cuando haya flexión del eje durante el funcionamiento.

■ La resistencia a los productos químicos evitará el ataque por el líquido que se sella con la empaquetadura; esta resistencia debe incluir la del lubricante. Las pérdidas de lubricante por ataque o "lavado" por los productos químicos a menudo son toleradas por los usuarios. Por ejemplo, un disolvente podría disolver un lubricante de petróleo en la empaquetadura, por lo cual se necesita un tipo diferente. Cuando se pierde el lubricante, el material trenzado ya no sella, se vuelve abrasivo y hay que reemplazar la empaquetadura para evitar daños al eje o camisa.

■ La resistencia física protege la empaquetadura contra daños mecánicos en particular cuando hay "chicotío" del eje o cualquier acción mecánica producida por el líquido, por ejemplo, cuando el líquido se cristaliza en la empaquetadura y se produce desgaste mecánico entre ella y el eje o camisa. Para estos casos, se deben utilizar un anillo de cierre hidráulico y lavado.

La empaquetadura mecánica deseable debe:

■ Incluir lubricante para sacrificio para que al arranque inicial o si se aprieta en exceso la empaquetadura, en vez de que se dañe ésta, se pierda el lubricante.

■ Mantener su volumen físico y no perderlo con rapidez. Para ello, a) no se utiliza lubricante o b) se utiliza una combinación de lubricantes para que la pérdida de volumen sea lenta y controlable. Por ejemplo, el empleo de lubricantes que se funden a diferentes temperaturas puede controlar la pérdida de volumen.

■ Minimizar las rayaduras del eje o camisa.

■ Tener máximas aplicaciones dentro de su tipo. Esto sólo es posible con las más costosas. Con las de filamentos o cintas de grafito y algunas de TFE.

Materiales para las empaquetaduras

Debido a las crecientes exigencias del servicio, las empaquetaduras hechas con fibras animales o vegetales o cuero tienen un empleo cada vez más limitado. Los materiales más comunes son las fibras minerales como

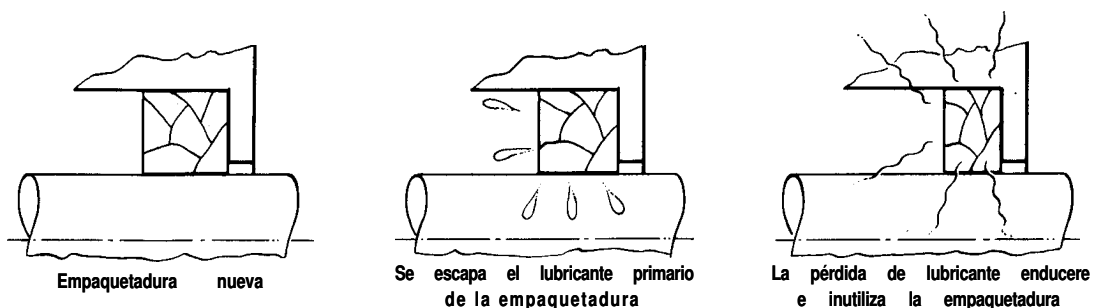


Fig. 4 El casquillo del estopero oprime la empaquetadura contra el eje

¿Qué es la empaquetadura y por qué se necesita?

Si se aplican cera o petrolato en un cordón de cáñamo torcido, se tiene una empaquetadura mecánica primitiva, que serviría para impedir la entrada de agua, a una lancha en el lugar en que el árbol de la hélice sale del casco al agua. La cavidad donde se pone la empaquetadura se llama prensaestopas o estopero. Este ejemplo presenta los elementos primarios de una empaquetadura mecánica: un material fibroso al cual se agrega un lubricante.

Con el tiempo se arrastrará la cera y el cáñamo se puede pudrir por la inmersión. Para que esta empaquetadura tenga buen resultado en la lancha, se deben buscar materiales que no se pudran con facilidad y un lubricante que no se disuelva con facilidad en agua dulce o salada y que no se pegue en el árbol cuando no se utiliza la lancha durante algún tiempo.

En la industria hay muchas aplicaciones similares a las de la lancha, pero mucho más complejas. Las empaquetaduras se utilizan casi con cualquier líquido conocido, con todos los equipos y en diversas condiciones de servicio. Por ejemplo, se requiere que sellen a temperaturas desde -300°F hasta $2\,000^{\circ}\text{F}$ y con presiones desde un vacío hasta 1 000 psig. Ahora se utilizan empaquetaduras hidráulicas para presiones mayores de 15 000 psig.

asbesto, vidrio, cerámica y metal y las fibras sintéticas como el Teflón y el carbón. Todavía se utilizan algodón, lino y cuero; el cuero es para tazas o copas y el algodón se emplea en ciertas aplicaciones sencillas por su bajo costo. El lino es muy común en las empaquetaduras marinas por su resistencia a pudrirse, compresibilidad y resistencia a la tracción.

Debido a que se sabe que el asbesto (amianto) es carcinógeno, se hará un breve resumen de los reglamentos oficiales para utilizarlo. Debido a que el asbesto es un material restringido, se necesitan métodos estrictos para manejarlo y hasta que queda en su forma terminada final debe cumplir con los requisitos, en cuanto a exposición, de la Occupational Safety and Health Act (OSHA) y reglamentos similares en otros países. Dado que la mayor parte de las empaquetaduras de asbesto terminadas contienen lubricantes o algún aglutinante, ya no están bajo el control de la OSHA. La parte aplicable del reglamento dice:

“Las fibras de asbesto deben ser modificadas con un aglutinante, revestimiento u otros materiales de modo que durante cualquier uso previsible, no ocurra el manejo, almacenamiento, eliminación, procesamiento o transporte a una concentración de fibras en el aire mayor a los límites de exposición definidos por la OSHA. No hay empleo previsible de estos productos que produzca una cantidad mensurable de partículas de asbesto en suspensión en el aire. Si es necesario alterar estos materiales en una planta, nunca se deben cortar con sierras o

con abrasivos en ninguna forma, sino que se deben cortar con cuchillas.”

El asbesto tiene una resistencia excepcional a los productos químicos y al calor, además de su gran retención de lubricantes. El tipo que más se utiliza para empaquetaduras es la crocidolita blanca, por la longitud, resistencia y flexibilidad de sus fibras. En la tabla 1 aparecen las gamas de temperatura para diversos tipos de empaquetaduras.

En algunas plantas se ha prohibido el uso del asbesto. Si la OSHA, u otras autoridades y la industria deben desecar los productos de asbesto, se necesitarán otros materiales. Cuando se emplean empaquetaduras de fibras de TFE, grafito o cerámica aumentará el costo, mientras que si se utiliza algodón, por ser más barato, durará muy poco.

La fibra de vidrio Fiberglass se ha utilizado en algunas empaquetaduras mecánicas; resiste los productos químicos y se puede trenzar con facilidad, aunque tiene algunos inconvenientes. El principal es que se desintegra y desgasta el equipo. Aunque se ha trabajado para perfeccionar la fibra de vidrio, parece ser que el empleo de fibras de cerámica, aunque son mucho más costosas, a la larga pueden sustituir al asbesto. La cerámica, que tiene resistencia a las altas temperaturas y es inerte para los productos químicos, pulimenta en vez de gastar un eje o una camisa. Por ello, hay posibilidades de utilizarla mucho en las empaquetaduras mecánicas, pero su desventaja es el alto costo. A la larga, quizá el Fiberglass será el sustituto de bajo costo para la cerámica.

La hilaza de grafito ha tenido mucha aceptación en los últimos años, pero sus desventajas son la fragilidad y el alto costo. Es porosa pero esto se corrige con llenadores de carbón dispersos en las fibras que bloquean el líquido y, al mismo tiempo, reducen las roturas de las fibras. Quizá su única desventaja sea el costo.

Uno de los factores en muchos productos nuevos que tienen alta resistencia al calor es que el punto débil ya no es la empaquetadura. Desde siempre, cuando se aprieta en exceso o se instala en forma incorrecta, ha ocurrido la falla pero el lubricante que contiene protege el equipo. Las empaquetaduras de cerámica o grafito no fallan al apretarlas en exceso, pero su aplicación incorrecta puede generar suficiente calor para fundir el eje o camisa. Por tanto, hay que tener cuidado especial al instalar y en el asentamiento inicial de las empaquetaduras de grafito.

Tabla 1 Intervalos de temperatura para empaquetaduras de asbesto

Grado	Contenido de asbesto, %	Temperatura aproximada de servicio, °F
Comercial	75 — 80	Hasta 400
<i>Underwriters</i>	80 — 85	450
A	85 — 90	550
AA	90 — 95	800
AAA	95 — 99	750
AAAA	99 — 100	900

Lubricantes para empaquetaduras

La mica es una sílice hidratada y es similar al talco como lubricante; ambos se utilizan todavía en empaquetaduras de válvula pero rara vez en máquinas rotatorias por la alta fricción que producen. También se emplean en donde la decoloración del producto ocasionada por el grafito o el disulfuro de molibdeno puede ser un problema.

El grafito es el lubricante más común para empaquetaduras y es inerte a la mayor parte de los productos químicos. Su valor lubricante se atribuye a las obleas muy delgadas que se adhieren a la empaquetadura y otras superficies de contacto. Uno de los problemas con el grafito es que facilita la corrosión electrolítica o galvánica y, por ejemplo, ocasiona picadura de los vástagos de válvulas en servicio con vapor a alta presión.

El disulfuro de molibdeno es un lubricante seco con aspecto, forma y "tacto" similares al grafito, pero no produce corrosión electrolítica. Su utilidad principal es evitar el desgaste de las superficies metálicas porque se adhiere a los ejes, con lo que se mejora la lubricación de las empaquetaduras, pero tiene la desventaja de que se oxida a unos 650°F y pierde sus propiedades lubricantes.

Otros lubricantes como la grasa mineral, el sebo y los aceites de petróleo tienen resistencia limitada a la temperatura y a los productos químicos. Los aceites de petróleo se pueden carbonizar a altas temperaturas y se reduce o pierde su valor lubricante.

El disulfuro de tungsteno es otro lubricante para temperaturas muy altas, alrededor de 2 400°F y es muy resistente a la corrosión. Aunque no tiene las cualidades lubricantes del disulfuro de molibdeno o del grafito, sí tiene resistencia a las altas temperaturas y se emplea en empaquetaduras para válvulas de vapor y juntas de expansión.

El TFE ha sido el adelanto más grande en lubricantes para empaquetaduras y se utiliza en muchos tipos. Pueden contener hasta 35% de TFE según el tipo de construcción y las características de absorbencia de la hilaza base; tiene un límite de temperatura de 500°F y es casi inerte a todos los productos químicos. Las excepciones son los metales alcalinos fundidos y algunos compuestos halogenados raros.

Se utilizan algunos aceites de siliconas como lubricantes para altas temperaturas. Estos aceites tienen mayor resistencia a la corrosión y pueden funcionar a temperaturas más altas. A menudo se agregan en el anillo de cierre hidráulico durante la instalación o el funcionamiento de la empaquetadura.

El lubricante ideal para empaquetaduras debe:

1. Lubricar entre la empaquetadura y el eje para evitar desgaste, rayaduras o pegaduras. Es esencial un bajo coeficiente de fricción.

2. Actuar como bloqueador entre las fibras para evitar el escape de un exceso de líquido por las costuras de la empaquetadura.

3. Ser insoluble en el líquido que se bombea.

4. Trabajar a la temperatura recomendada para la empaquetadura básica, excepto cuando se trata de un lubricante de sacrificio que ayuda en el asentamiento inicial.

5. Tener larga duración en almacén sin endurecerse ni perder sus características básicas.

6. Ser compatible con el líquido que se bombea y no contaminarlo.

7. Impedir la corrosión galvánica o electrolítica.

En la tabla II se resumen los límites para los materiales y lubricantes de las empaquetaduras.

Adición de lubricante a la empaquetadura

El anillo de cierre hidráulico, llamado a veces de linterna, se hace con material rígido como bronce, acero ino-

Tabla II Límites máximos de servicio de empaquetaduras mecánicas

Empaquetadura	Fugas al asentamiento, gotas/min ¹	Fugas en funcionamiento, gotas/min ¹	Temperatura máxima, °F ⁴	Presión e temperatura máxima, psig ⁴	Presión máxima, psig ⁴	Temperatura a presión máxima, °F ⁴
Asbesto y PTFE	120	60	500	50	200	100
PTFE, lubricado	120	60	500	50	200	100
Asbesto y grafito		60	400	50	250	100
Grafito y fibra		60	1 000 (600) ²	50	360	300
Cinta de grafito		60	1 000 (600) ²	50	350	300
Plomo		60	350	50	400 ³	100
Aluminio		60	800 (500) ²	50	400 ³	200
Lino		60	200	50	200	200
Plástico		60	350	50	200	200

1. Cantidad de fugas: 1 ml/min = 10 a 20 gotas/min.

2. El número mayor es para atmósfera no oxidante; el menor es para atmósfera oxidante.

3. Se suponen anillos formados en troquel.

4. La temperatura es la del producto; la presión es la del prensaestopas.

Datos básicos: Eje de 2 in, 3 550 rpm. Fugas controladas durante 720 h. Se bombea agua. Se supone AT máxima de 100°F (50°F con lino) por la fricción del eje. Se pueden esperar resultados satisfactorios con estos límites y con el Procedimiento de Prueba No. 1 de Fluid Sealing Assn. (FSA).

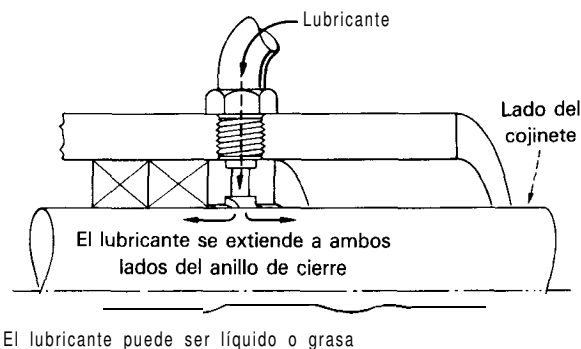


Fig. 5 El anillo de cierre sirve para lubricar la empaquetadura

xidable, Nylon o TFE y es poroso para permitir el libre paso del lubricante. El lubricante penetra por el exterior del anillo y fluye al eje o camisa. Este anillo tiene anillos de empaquetadura en ambos lados (Fig. 5).

Otros tipos de empaquetadura

En estos últimos años se han introducido otros tipos de empaquetaduras como las de cordón de TFE y las de cinta gráfica.

El cordón de TFE está disponible en carretes y tiene cierta semejanza con un cordón duro de pasta dentífrica. Cuando se pone en el prensaestopas se adapta a su forma y tiene todas las ventajas del TFE. Su empleo principal es para formar juntas y para empacar válvulas y una gran ventaja es que permite reducir el número de juntas y empaques de válvula en existencia.

La empaquetadura de cinta gráfica se forma sobre el eje (Fig. 6). Después se introduce en el prensaestopas y se comprime contra los anillos. Sus ventajas: es autolubrificante, flexible, buena conductora de calor, resistente a las altas temperaturas, máxima resistencia a la corrosión y se puede instalar en un estopero de cualquier tamaño. Es un poco engorrosa para instalarla pero da muy buenos resultados y no se necesita tener una gran existencia.

Algunos productos de TFE extruido y de grafito y TFE se utilizan por su facilidad para formarlos dentro del prensaestopas. Tienen buena duración para sellar en un eje

o camisa que puedan estar rayado, pero las rayaduras deben ser lisas. Estas rayaduras son una característica del desgaste de la empaquetadura y estos productos se deben adaptar a las irregularidades en los ejes rotatorios. En ejes alternativos, las rayaduras deben ser axiales y lisas.

Selección de la empaquetadura

Cada fabricante de empaquetaduras publica sus guías para la selección; ésta es más bien un arte que una ciencia. Los factores que se deben considerar en la selección incluyen todas las condiciones del líquido como temperatura, lubricidad y presión y los del equipo como velocidad, condiciones físicas, material del eje o camisa y aspectos diversos como dimensiones, espacio disponible, servicio continuo o intermitente y cualquier combinación de ellos. Por tanto, se necesita adiestramiento del personal de la planta.

Los dos factores más comunes para la selección de la empaquetadura son PV y el pH. El factor PV es la presión (P , psig) en el prensaestopas multiplicada por la velocidad (V , ft/min) en el superficie del eje e indica la dificultad relativa de la aplicación; cuanto más alto sea el número más difícil será. Por ejemplo, un eje de 1 7/8 in que gire a 1 800 rpm y trabaje con 50 psi, tiene un factor PV calculado como sigue:

$$PV = 50(1.875 \pi/12)(1800) = 44\ 178$$

Un eje de 4 in a 1 200 rpm y 50 psig tiene un factor PV de 50 265; sería la aplicación más difícil, con todas las demás condiciones iguales.

El pH es una medición de la acidez o alcalinidad de un líquido. La escala es de 0 a 14, en donde 0 representa un ácido fuerte, 7 es neutro o sea agua destilada y 14 es un álcali cáustico fuerte. Las guías para selección incluyen los valores del pH.

También se deben tener en cuenta muchos otros factores. Por ejemplo, se puede requerir lavado de un anillo de cierre hidráulico o agregar un sistema de enfriamiento y drenaje de la empaquetadura o calentar o enfriar el eje respectivo.

Anillos de extremo

Desde el principio de las empaquetaduras mecánicas, se han colocado anillos en la parte inferior del prensaestopas o en su parte superior junto al disco y se llaman anillos de extremo. Su finalidad es evitar la extrusión de los anillos contiguos hacia un espacio libre excesivo sea en la parte inferior del prensaestopas o en los diámetros interior y exterior del disco. Estos anillos, que suelen ser de un material más denso y, muchas veces, mecánicos, también pueden ser tejidos si las condiciones de funcionamiento lo permiten. Desde hace unos años, el anillo del extremo tiene además la función de actuar como anillo bloqueador inicial para evitar que entren sólidos al prensaestopas y destruyan la empaquetadura.

Los anillos de extremo se hacen con babbitt, aluminio y diversas telas tejidas que, muchas veces se vulcanizan

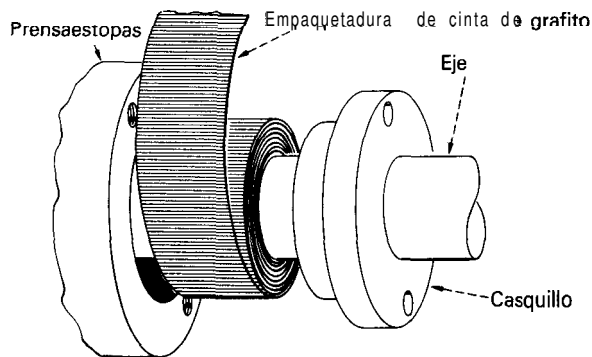


Fig. 6 La empaquetadura formada en el sitio es autolubrificante

para darles un alto grado de dureza. Los anillos se cortan de una hoja y se ajustan a la medida del prensaestopas. Un tipo más reciente se fabrica con material macizo como TFE o carbón y grafito; estos materiales autolubrificantes permiten al usuario obtener holguras muy precisas entre el eje y el prensaestopas para evitar la extrusión. Esto es de particular importancia cuando se utilizan materiales más fáciles de extruir como productos de cinta de grafito y de TFE plegable.

Anillos alternados

Si se utilizan anillos de diferentes materiales y se colocan alternados en el prensaestopas, se pueden lograr características que no se obtienen con ninguna empaquetadura. Por ejemplo, si se alterna un anillo muy blando con una empaquetadura dura, se resistirá la deformación bajo presión. O bien si se alterna un anillo blando de grafito con uno de TFE ayudará a controlar la rápida dilatación del TFE con los cambios de temperatura; la blandura del anillo de carbón protegerá al de TFE durante la dilatación. Por lo general, el empleo de anillos alternados lo deciden el usuario y el fabricante según la aplicación. Dado que la selección de empaquetaduras es más bien un arte que una ciencia, no se pueden demostrar los resultados de un tipo particular.

Cuando el usuario tiene el mismo cuidado al instalar empaquetaduras que cuando instala los sellos mecánicos, se pueden tener mucho mejores resultados con la de anillos alternados. Con empaquetaduras de TFE se tendrán mejores resultados si los anillos alternados permiten apretar más el estopero; el anillo alternado evitará que se chamusque el TFE porque permite su dilatación más rápida cuando se genera calor. Además, el material para el anillo alterno puede funcionar hasta cierto grado cuando se verifica el TFE.

Un problema con los anillos alternados es que se dificulta tener empaque eficaz cuando el prensaestopas tiene poco fondo y hay que utilizar anillo de cierre hidráulico.

Anillos formados con troquel

Un anillo formado con troquel es un material que queda a la elección del usuario; se coloca en un molde y se

le aplica presión para eliminar todos los huecos en el anillo de empaquetadura. El molde es de un tamaño específico para que el anillo sea del diámetro del eje o camisa y del diámetro interno del prensaestopas. Estos anillos se colocan en el prensaestopas y hay mínima necesidad de volver a apretar el casquillo durante el asentamiento inicial. Estos anillos tienen máxima resistencia a la extrusión, no dejan entrar materiales abrasivos y pueden sellar con presiones altas. Estos factores, a menudo, compensan su costo más elevado.

Los anillos formados en troquel se emplean principalmente en aplicaciones para alta presión en donde se necesitaría un largo tiempo de asentamiento inicial si se emplearan anillos no troquelados; con ello se reduce ese tiempo.

Estos anillos pueden ser una gran ayuda para mantener el anillo de cierre hidráulico en su lugar. En este caso, los anillos entre el anillo de cierre y el fondo del prensaestopas serían troquelados y los que están entre el anillo de cierre y el casquillo o collarín no serían de este tipo. Sin embargo, hay la posibilidad de que las fugas desde la entrada al anillo de cierre hasta el casquillo fueran mayores que desde ese anillo hasta el líquido que se bombea. Se recomienda que todos los anillos de empaquetadura sean del tipo troquelado.

Para empacar una bomba centrífuga

Se calcula que el 75% de todos los problemas con las empaquetaduras son por mala instalación; el método es crítico y con mucha frecuencia se supone que es cosa de rutina y no se tienen en cuenta los problemas que pueden ocurrir. Los daños, muchas veces, son tan pequeños y se los acepta y pocas personas dedican el tiempo para estudiar la instalación y establecer un procedimiento, aunque éstos varían según la instalación y el líquido. El personal de mantenimiento inexperto utiliza una sola técnica para todas las empaquetaduras y los resultados pueden variar. El personal adiestrado puede evitar muchas fallas debidas a los procedimientos de instalación.

En una publicación con los procedimientos para empacar bombas, se incluyen 44 operaciones. En otra, las instrucciones son en 19 pasos y dan a entender que se aplican al 90% de las instalaciones, pero con muchas excepciones.

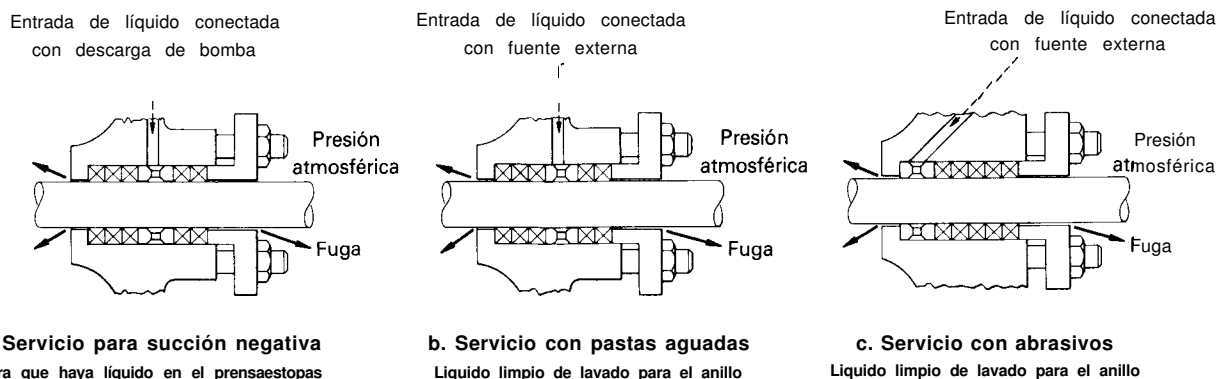


Fig. 7 Colocación del anillo de cierre hidráulico para servicios específicos

Se trata de reducir el número de operaciones para que sean más sencillas y se simplifiquen las explicaciones.

1. Mídanse la desviación y el juego longitudinal del eje, que deben estar dentro de las especificaciones del fabricante. En algunas bombas antiguas, la empaquetadura servía como una especie de cojinete y su duración era muy reducida. Al examinar el equipo se deben tener presentes los requisitos de que el eje debe girar con suavidad, no tener rebabas, vibraciones ni chicoteo. Hay que examinar siempre el cojinete y, si hay dudas, reemplazarlo. Para tener buenos resultados el equipo debe estar en buenas condiciones para que no ocasione fallas.

2. Examínense las condiciones del interior del prensaestopas; es mucho más importante de lo que parece. Pueden ocurrir fugas grandes en el sello estático que se forma entre el diámetro exterior de la empaquetadura y el diámetro interior del prensaestopas. Este diámetro debe ser liso y con un acabado que no exceda de 70 micropulgadas. Si el DE del prensaestopas es áspero, se puede trabar la empaquetadura y requerir demasiada presión en el casquillo para corregirlo y, a menudo, ocasiona fallas de la empaquetadura.

3. La colocación correcta del anillo de cierre hidráulico es crítica si se necesita lavado. Consúltense las instrucciones del fabricante de la bomba para el número de anillos de empaque que se instalan después del anillo de cierre. Se puede pensar en el empleo de anillos formados en troquel para ayudar a colocar el anillo de cierre (Fig. 7).

4. Determinénse el tipo y tamaño correctos de la empaquetadura. Todos los operarios saben que las empaquetaduras se fabrican para que ajusten, pero los fabricantes también saben que sólo se logran buenos resultados con la selección y ajuste idóneos para la aplicación.

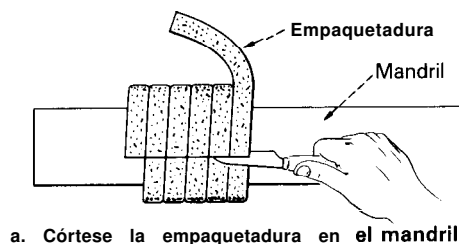
5. Córtense los anillos con un mandril (Fig. 8a); si no se tiene se pueden utilizar el eje o la camisa de la bomba. Hay que hacer un corte recto para que las puntas queden a tope. Quite los anillos metálicos del mandril como se indica en la figura 8b. Se recomienda cortar los anillos con una cortadora.

6. Quítense los anillos viejos de la bomba con las herramientas adecuadas y evítese el contacto de metal con metal cuando sea posible. Compruébese que se han quitado todos los anillos; si queda uno solo en el prensaestopas el anillo de cierre no quedará bien instalado. El prensaestopas se debe llevar con un desengrasador o producto similar. Compruébese que no llegan cuerpos extraños ni el producto limpiador a los cojinetes.

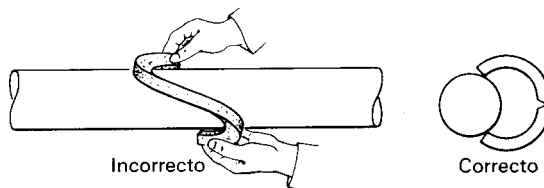
7. Consúltense las instrucciones del fabricante de la empaquetadura. ¿Hay alguna recomendación especial para el lubricante? Si no se conocen el lubricante requerido y su posible interacción con el líquido que se bombea, no se utilice lubricante. Dado que el 70 % del desgaste ocurre en los dos últimos anillos, o sea los más cercanos al collarín, la lubricación puede ser crítica, siempre y cuando se puedan lubricar.

8. Abranse los anillos con un movimiento de rotación al instalarlos en el eje de la bomba (Fig. 8b).

9. Asíéntese cada anillo al instalarlo; hay que colocar y comprimir uno por uno, con una herramienta especial



a. Córtese la empaquetadura en el mandril



b. Gírese para sacarla del mandril

Fig. 8 Para cortar y desmontar anillos de empaquetadura

o con un cilindro dividido. Hay que girar el eje de vez en cuando para comprobar que no se traba con el asentamiento excesivo. Las uniones entre las puntas se deben desalinear 120° . Después de envolver los anillos en el eje hay que evitar las aberturas entre las puntas cortadas.

10. Después de instalar la empaquetadura, apriétese el collarín con los dedos. Si es posible, haga girar la bomba una pequeña distancia cada vez. Las fugas iniciales deben ser grandes, en un chorro pequeño y no un goteo lento. Con empaquetaduras de TFE es necesario aflojar otro poco más el collarín. Si la empaquetadura es 100% de TFE, este paso es crítico y hay que seguir las instrucciones del fabricante. Si la empaquetadura empieza a desprender humo, párese la bomba y aflójese el casquillo. Hay que tener un escurrimiento abundante antes de volver a poner en marcha la bomba.

Normas para empaquetaduras y sellos

Los sellos mecánicos con caras de sello han tenido gran aceptación. En muchos casos son obligatorios en servicios con líquidos que se sospecha o se sabe que son carcinógenos como el cloruro de vinilo y el benceno.

En muchas bombas, las empaquetaduras mecánicas hechas con los materiales modernos e instaladas por personal adiestrado lograrán resultados casi iguales que los sellos mecánicos. Las empaquetaduras nunca podrán sustituir a los sellos mecánicos porque están prohibidas con ciertos líquidos, pero son una opción viable en un gran número de otras aplicaciones.

En servicios peligrosos en refinerías, por ejemplo gasolina y propano, la norma API 610 (del American Petroleum Institute) requiere emplear sellos mecánicos. La Agencia de Protección Ambiental (EPA) exige sellos mecánicos dobles para los carcinógenos. La Organización Internacional de Normalización (ISO) y American Soc. of Lubrication Engineers (ASLE) han establecido normas para sellos mecánicos; Fluid Sealing Assn. (FSA) y

National Fluid Power Assn., (NFPA) tienen normas para empaquetaduras mecánicas e hidráulicas y FSA ha promulgado pruebas estándar para empaquetaduras, con las cuales cualquiera puede establecer los factores de lubricación de empaquetaduras. Un objetivo de la FSA es que el "arte" de las empaquetaduras se convierta en una ciencia.

Lo que todavía predomina en la selección entre sellos y empaquetaduras es la facilidad de instalación. Cada uno tiene sus propias aplicaciones y se ha tratado de ayudar a tomar una decisión.

El autor



Richard **Hoyle** está a cargo del desarrollo e ingeniería corporativos en la A.W. Chesterton Co., Stoneham, MA 02180. Ingresó hace muchos años y ha trabajado en ampliaciones, adquisiciones y problemas técnicos especiales en las plantas. Es miembro de los comités para sellos mecánicos y empaquetaduras en ASLE, FSA, ANSI y Technical Assn, of the Pulp and Paper Industry. Es graduado del Lowell Technological Institute.

Diseño de tuberías para las condiciones de succión

El análisis correcto de las condiciones del proceso, relaciones hidráulicas y configuraciones de la tubería asegurará el no tener problemas con la instalación y funcionamiento de las bombas para procesos.

Robert Kern, Hoffmann • La Roche, Inc

Las bombas centrífugas requieren flujo de líquidos libre de vapores en el tubo de succión en la entrada a los álabes del impulsor para funcionar de modo satisfactorio. Las bombas reciprocantes requieren ese flujo después de la válvula de entrada.

Una bomba centrífuga no puede mover mezclas de líquidos y vapor. La bomba de desplazamiento positivo puede bombear líquido con vapor, pero con gran reducción en su eficiencia volumétrica, aunque el porcentaje por peso del vapor sea una proporción muy pequeña del flujo total.

La gradiente de presión a lo largo de la trayectoria del líquido en la bomba tiene características similares a las de una válvula y orificio de control. Entonces, en lugar de que haya pérdida de presión, la presión corriente abajo será mucho mayor que la presión de succión (Fig. 1). Tanto en el tubo de succión como en la bomba la presión mínima no debe caer a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Este principio esencial se debe cumplir con el diseño del sistema y con los planos para diseño de tubería.

Carga neta positiva de succión

Si la presión en una bomba centrífuga cae a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, se formarán burbujas justo antes del borde de entrada de los álabes del impulsor. Después se aplastarán las burbujas por el rápido aumento en la presión en el impulsor. Este fenómeno se llama cavitación y puede reducir la eficiencia de la bomba y ocasionar ruido, vibración y desgaste o roturas del impulsor.

Para evitar la cavitación, los fabricantes de bombas emplean una presión positiva de succión llamada carga neta positiva de succión requerida, $(NPSH)_R$, la cual es la presión por arriba de la del vapor del líquido que se bombea, medida en la brida de succión con un manómetro en la línea de centros de la bomba. Es la presión necesaria para contrarrestar las pérdidas por fricción y turbulencia entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor y, por lo general, se expresa como una carga de agua en las curvas de capacidad de carga de la bomba. La $(NPSH)_R$ para la bomba aumentará con el volumen de

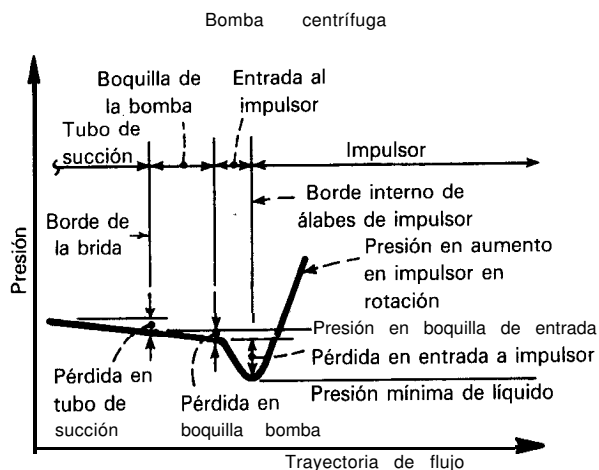


Fig. 1 Gradiente de presión a lo largo de la trayectoria del líquido en la bomba

flujo y mucho más con la velocidad de rotación del impulsor'

$$(NPSH_R)_2 = (n_2/n_1)^2(NPSH_R)_1 \quad (1)$$

en donde $(NPSH_R)_2$ es la carga neta positiva de succión requerida si se aumenta la velocidad de la bomba a n_2 rpm. $(NPSH_R)_1$ y n_1 se obtienen con la curva de carga y capacidad de la bomba, para flujos inferiores aproximadamente de 20 a 25% que la capacidad nominal, cerca de los puntos de máxima eficiencia, los requisitos de $NPSH$ pueden ser mayores que para el flujo normal. Esto ocurre en especial con las bombas de alta capacidad y baja carga.

La carga neta positiva de succión disponible, $(NPSH_A)_1$, es la energía potencial de una instalación, expresada en pies de carga de líquido y se calcula con

$$(NPSH_A)(\rho)/144 = P \quad (2)$$

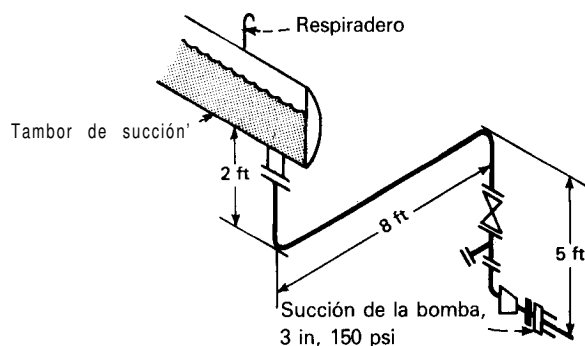
en donde ρ = densidad del líquido a la temperatura de bombeo, lb/ft³ y P = presión superior a la de vapor en el centro de la brida de succión, en psi.

Si se supone que $\rho = S\rho_w$, en donde ρ_w = densidad del agua a 60°F, de 62.37 lb/ft³ y S es la densidad relativa del líquido a la temperatura de bombeo, la ecuación (2) se convierte en

$$(NPSH_A) = 2.31 P/S \quad (3)$$

Ejemplo del procedimiento para diseño

Una bomba centrífuga que tiene entrada de succión de 3 in y descarga de 2 in succionará 120 gpm de agua de condensado de un tambor de succión elevado, como se ilustra en el siguiente diagrama



El tubo de succión desde el tambor es cédula 40 de 4 in, reducido a 3 in para la succión de la bomba e incluye tres codos, un colador, una válvula de compuerta y un reductor. Los datos de flujo del agua del condensado son:

Volumen de flujo.	120	gpm
Densidad.	60.67	lb/ft ³
Densidad relativa.	0.94	
Presión en tambor de succión.	14.7	psia
Temperatura, subenfriado	175	°F
Temperatura, saturado	2	12°F
Viscosidad.	0.35	cp

Información adicional: El tubo de 4 in tiene un diámetro interior, d , de 4.026 in, por tanto, $d^2 = 16.21$ in² y $d^5 = 1.058$ in⁵. La bomba centrífuga de 3 x 2 funciona a 1 750 rpm y con un flujo de 120 gpm tiene una $(NPSH)_R = 5.5$ ft, con impulsores de diámetro entre 4 1/2 y 6 1/2 in. Hay que determinar la $(NPSH)_A$ para este sistema y la velocidad del flujo en el tubo de succión.

Las velocidades del líquido en el tubo de succión deben ser de 2 a 4 ft/s en tubos con tamaños nominales de 3 a 10 in. Para el flujo en gpm y diámetros de tubo en pulgadas, se aplica la siguiente:

$$v = 0.408(Q/d^2) \quad (4)$$

$$v = 0.408(120/16.21) = 3.02 \text{ ft/s}$$

Por tanto, la velocidad de flujo en el tubo de succión de 4 in está dentro de los valores recomendados.

Para determinar la pérdida de presión en el tubo de succión de 4 in se calcula primero el número de Reynolds:

$$N_{Re} = 50.6(Q/d)(\rho/\mu) \quad (5)$$

$$N_{Re} = 50.6(120/4.026)(60.67/0.35)$$

$$N_{Re} = 261435$$

El factor de fricción, f , para este número de Reynolds es igual a 0.018 para tubo de hierro comercial, nuevo. Debido a que el tubo de succión en este problema ya está instalado, se aumentará el factor de fricción en 25% para el tubo usado. Por tanto, $f = 0.018 \times 1.25 = 0.023$.

Para determinar la caída de presión como pérdida unitaria por 100 ft, se sustituye en:

$$AP_{100} = 0.0216f\rho(Q^2/d^5) \quad (6)$$

$$\Delta P_{100} = 0.0216(0.023)(60.67)(120)^2/1,058$$

$$\Delta P_{100} = 0.41 \text{ psi/100 ft}$$

Después, se encuentra la longitud equivalente del tubo de succión y sus accesorios con los datos publicados."

Longitud del tubo.	15	ft
Pérdida en entrada a tubo de succión.	10	ft
3 codos de 10.5 cada uno..	31.5	ft
1 colador.	40	ft
1 válvula de compuerta.	4.5	ft
1 reductor.	3.0	ft
Longitud total equivalente, L .	104	ft

Por tanto, la pérdida total en el tubo y sus accesorios se convierte en:

$$AP = \Delta P_{100}(L/100)$$

$$AP = 0.41(104/100) = 0.43 \text{ psi}$$

Ya se pueden hacer los cálculos y análisis para encontrar la carga neta positiva de succión disponible, con los datos de la tabla 1.

Significado de carga neta positiva de succión

Para tener funcionamiento confiable de la bomba, la $(NPSH)_A$ debe ser igual o mayor que la $(NPSH)_R$. Por

Tabla | Cálculos de carga neta positiva de succión **NPSH**

	Líquido subenfriado	Líquido saturado
1. Presión en la superficie del líquido	14.7 psia	14.7 psia
2. Presión de vapor del líquido	-6.75 psia	-14.7 psia
3. Presión disponible	7.95 psi*	0. psi*
4. Presión de carga estática (+) o elevación de succión (-) (ft x ρ)/144 = (7 x 60.67)/144	+2.95 psi*	+2.95 psi*
5. Línea 3 + línea 4	10.9 psi*	2. psi*
6. PP máxima del equipo, 0 psi		
7. Pérdida en tubo de succión, 0.43 psi		
8. Línea 6 + línea 7		
9. Presión disponible en boquilla de succión, P	-0.43 psi	-0.43 psi
10. $NPSH$ disponible = 2.31 (P/S)	10.47 psi*	2.52 psi*
11. $NPSH$ disponible = 6.19 > 5.5 = $NPSH$ requerida	25.73 ft	6.19 ft

* Estas presiones son mayores a la presión de vapor del líquido en la boquilla de succión de la bomba

Notas: La densidad, ρ , y la densidad relativa S se deben medir a la temperatura de bombeo

La línea 9 y la línea 10 deben ser positivas

Línea 11: $NPSH$ requerida según la curva de carga y capacidad del fabricante

tanto, hay que elevar el equipo de proceso, cuando menos, a una altura igual a la suma de la $(NPSH)_R$ de la bomba más las pérdidas por fricción en el tubo de succión cuando se bombean líquidos saturados.

En la boquilla de succión, la carga de velocidad también es una componente positiva de energía. Sin embargo, no se incluye en los diagramas de $NPSH$ de bombas fabricadas en Estados Unidos. En consecuencia, para los cálculos de $(NPSH)_A$ no hay que tener en cuenta la carga de velocidad.

Según las normas del Hydraulic Institute,² "Los requisitos de $NPSH$ de las bombas centrífugas se suelen determinar para manejo de agua. Se reconoce que al bombear hidrocarburos, la $NPSH$ para obtener funcionamiento satisfactorio se puede reducir en ciertas condiciones". Pero, se acostumbra utilizar los datos del fabricante para la $(NPSH)_R$ mínima cuando se manejan hidrocarburos de densidad relativa menor de 1. Esto significa que: 1) la $NPSH$ disponible y la requerida no varían según la densidad relativa del líquido y 2) para una bomba centrífuga dada, se puede utilizar una curva de la $NPSH$ requerida con todas las densidades relativas normales.

El efecto de la densidad relativa se puede explicar como sigue: si se utiliza la analogía de que la $NPSH$ es una fuerza que empuja al líquido dentro de la bomba y en el supuesto que ésta tiene una $(NPSH)_R$ de 8 ft con una capacidad dada, se puede demostrar que una carga de 8 ft de agua es igual a 3.45 psi, mientras que una carga de 8 ft de gasolina equivale a 2.60 psi. Parecería que la fuerza que empuja el líquido hacia la bomba disminuye según la densidad relativa. Pero, la masa de líquido que se acelera ha disminuido en la misma proporción.³

Cuando hay que escoger entre dos bombas de igual capacidad, la que tenga la $(NPSH)_R$ más elevada, costará menos, aunque sólo resultará económica si no se pierde la ventaja del precio con el costo de elevar el equipo de proceso. A menudo se especificará una bomba vertical para que el equipo esté más cerca de la rasante.

Si se va a utilizar una bomba reciprocante para mover líquido saturado y se desea máxima eficiencia, hay que hacer análisis y cálculos de las condiciones de la $NPSH$, similares a los de una bomba centrífuga. La resistencia en la válvula de entrada de una bomba reciprocante es mayor que la pérdida en la entrada a un impulsor. Debido al flujo a pulsaciones, también se debe tener en cuenta la resistencia adicional en la tubería.

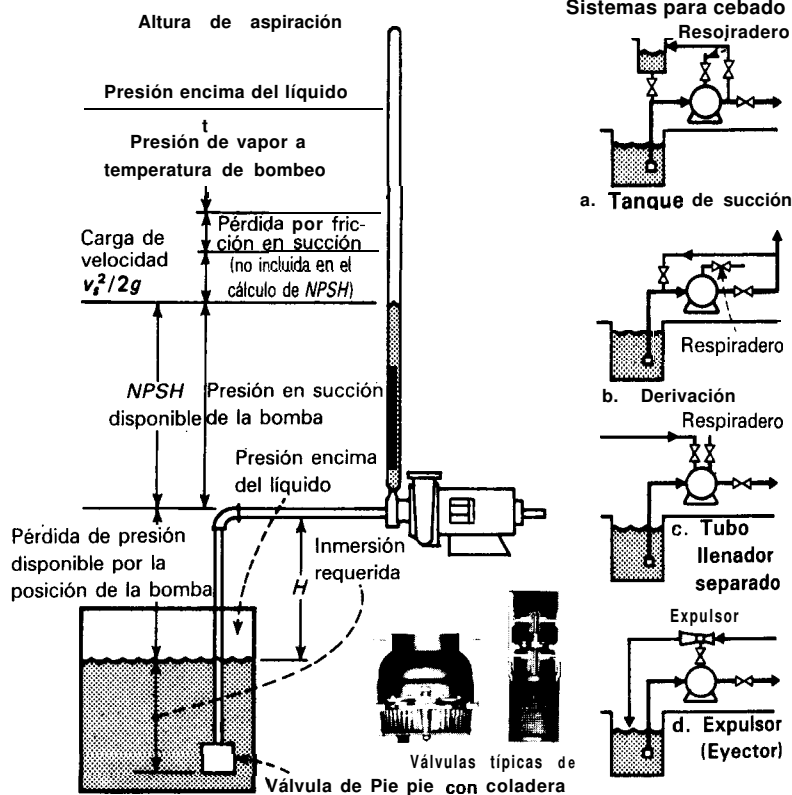


Fig. 2 La altura de aspiración requiere cebar la bomba

Altura de aspiración en bombas centrífugas

Con la instalación de la figura 2, se encontrará que la bomba no puede manejar líquido saturado. Si se hacen los cálculos necesarios se encontrará que hay presión negativa de succión y una **NPSH** disponible de cero.

El agua a temperatura ambiente y presión atmosférica se puede elevar alrededor de 15 a 22 ft. En la figura 2, $H = 15$ a 22, según sean el tipo de bomba y el volumen de flujo. En la figura 2 también se presenta una escala de distribución de presión en el sistema de bombeo. Cuando aumenta la temperatura, también sube la presión absoluta de vapor del líquido, con lo que se reducirán la $(NPSH)_A$ y la dimensión H (Fig. 2).

Cuando se requiere altura de aspiración, suele haber una válvula de pie y una coladera (pichancha) en el extremo del tubo de succión para evitar que el líquido se salga de la bomba y del tubo cuando está parada la bomba. De todos modos, hay que proveer algún método de cebado, porque los cuerpos extraños o el desgaste pueden impedir cierre hermético de la válvula de pie.

En la figura 2 se ilustran cuatro métodos sencillos para el cebado; constan de *a*) un tanque de succión, *b*) una derivación desde el tubo de descarga al de succión, *c*) un tubo llenador separado desde otra fuente de líquido y *d*) un expulsor o eyector para hacer entrar líquido a la bomba. En instalaciones grandes se puede utilizar una bomba de vacío en lugar del expulsor. Suele ser indispensable un respiradero de la carcasa de la bomba con los sistemas de cebado, salvo cuando se emplee el expulsor o la bomba de vacío.

Carga mínima de succión

Un vórtice es un remolino o embudo que se forman en un líquido. Cuando ocurre entre la superficie del líquido y la boquilla de succión en un recipiente, se pueden succionar aire o vapores a la bomba. Si la carga de succión de una bomba está cerca de su valor mínimo, es más fácil que se forme el vórtice en una instalación como de la de las figuras 3a y 4. Se pueden tomar diversas precauciones para evitar que se produzcan vórtices.

Una bomba vertical sumergida (Fig. 3a) no tiene tubería de succión. Sus fabricantes requieren una inmersión mínima para evitar los vórtices. Si la bomba no tiene coladera en la entrada, se requiere más inmersión.

La inmersión y la **NPSH** no son lo mismo. Es posible tener inmersión suficiente con **NPSH** insuficiente o viceversa. Hay que verificar si una instalación propuesta tiene inmersión adecuada y una **NPSH** igual o mayor a la requerida por la bomba.

Las bombas sumergidas deben tener un sumidero de succión del tamaño adecuado. Se necesitan placas desviadores si hay dos o más bombas contiguas. Las normas del Hydraulic Institute⁴ incluyen los métodos recomendados para el diseño de sumideros o cárcamos.

Una bomba vertical, tipo barril (Fig. 3b) por lo general tiene la succión en un tambor elevado. El barril de la bomba sirve como tubo anular de succión; con esta configuración es poco probable la formación de vórtices. Debido a que una parte de la carga estática para la $(NPSH)_R$ está debajo de la rasante, no hay que elevar tanto el tambor de succión. La bomba debe estar cerca del tambor para simplificar la tubería de succión. Si hay

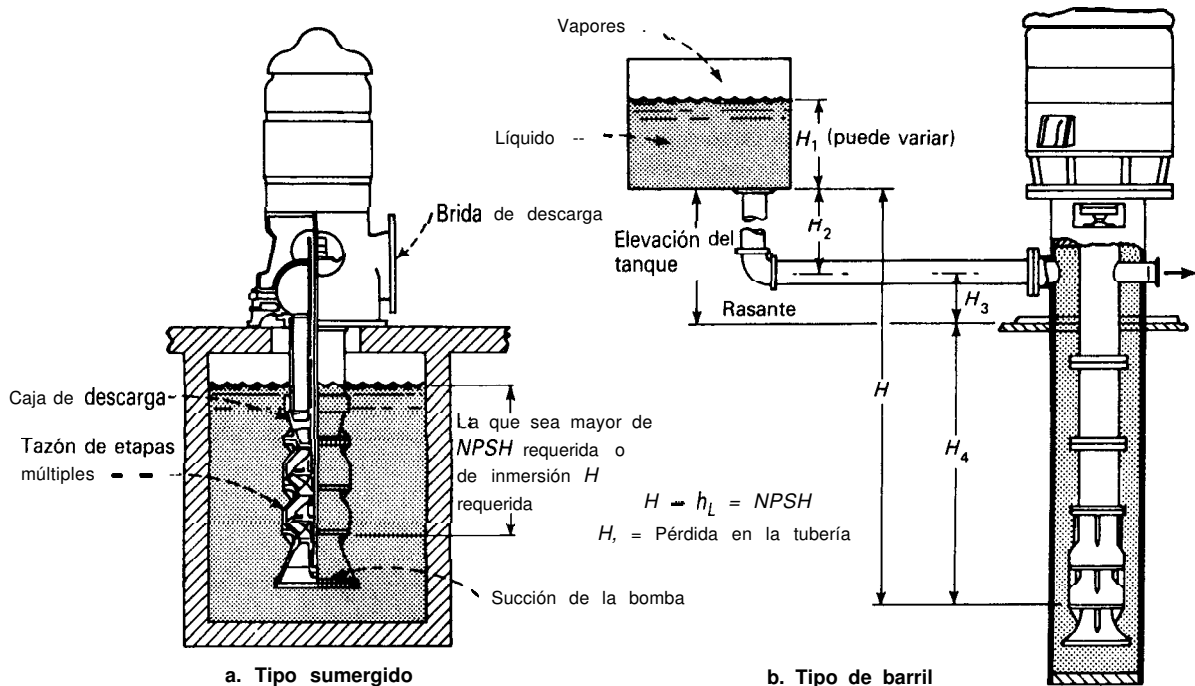


Fig. 3 Las bombas verticales necesitan inmersión adecuada además de cumplir o superar la **NPSH** requerida

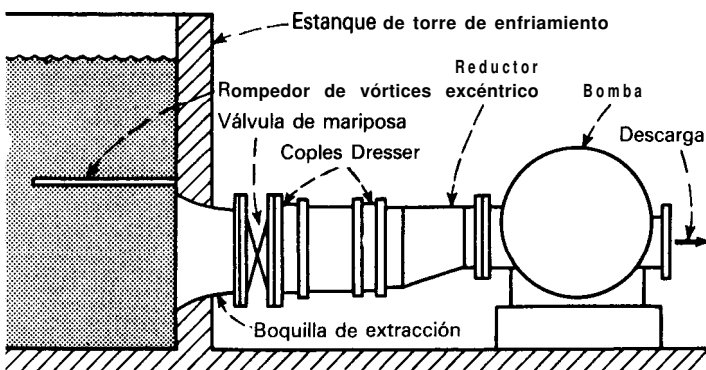


Fig. 4 Tubería de succión para bomba de agua de enfriamiento

que mantener la dimensión H (Fig. 3b), entonces las dimensiones H_2 y H_4 se pueden ajustar en un amplio intervalo.

La boquilla de extracción del tamaño correcto ayudará a evitar la formación de vórtices. El tamaño de la boquilla se selecciona para tener una velocidad de flujo de 1 a 6 ft/s. En aplicaciones típicas, la boquilla de extracción es de 2 a 6 in y la velocidad de flujo es entre 1 a 4 ft/s. Con boquillas más grandes, la velocidad es entre 3 y 6 ft/s.

En la figura 4 se muestra un ejemplo típico de la tubería de succión de una bomba de agua para torre de enfriamiento. El nivel del agua en el estanque de la torre determina su altura y costo. En consecuencia, se prefiere un nivel mínimo, aunque suficiente para cumplir con la *NPSH* y la resistencia a la succión de la bomba.

La boquilla de extracción (Fig. 4) es redondeada y cónica para mínima resistencia. El diámetro del tubo es mayor que el de la boquilla de succión de la bomba y la tubería debe ser lo más sencilla y corta que sea posible. El reductor excéntrico se coloca en la tubería con el lado plano hacia arriba para evitar una bolsa de aire justo antes de la entrada a la válvula. La válvula de mariposa en la tubería presenta poca resistencia y no tiene bolsa de aire en su cuerpo. Como el sistema de tubería es rígido se necesitan juntas de expansión y, además, son esenciales los rompedores de vórtices.

Las bombas para agua de enfriamiento suelen tener impulsores con doble entrada. Las normas del Hydraulic Institute⁵ hacen las siguientes recomendaciones para la tubería de succión:

“Siempre hay flujo disperejo en un codo y cuando se instala en cualquier posición que no sea vertical, entra más líquido a un lado del impulsor que en el otro. Esto reduce la capacidad y la eficiencia y un empuje que puede calentar el cojinete de empuje y causar desgaste rápido.”

Para transferir el líquido desde el depósito, se pueden instalar bombas en línea directamente encima de la boca del tanque. Según dicen los fabricantes, las bombas en la línea hasta para 100 gmp se pueden montar en cualquier posición. Las bombas montadas en una base deben estar adyacentes a los tanques. Los tubos de succión para los tanques con represas suelen ser largos porque

las bombas deben estar fuera de la zona de represas. Por lo general, una tubería de mayor diámetro compensa una mayor longitud. Las válvulas de compuerta se deben instalar, de preferencia, de modo que el vástago esté horizontal para eliminar la bolsa de aire en la cubierta de la válvula.

La carga de líquido en el tanque puede variar y si baja a menos del mínimo requerido, habrá cavitación en la bomba. Se puede utilizar una bomba vertical para vaciar por completo un tanque.

Las bombas de acoplamiento cerrado ahorrarán espacio y se pueden montar horizontales o verticales en columnas de acero o de concreto.

Un aparato llamado rompedero de vórtices elimina la posibilidad de entrada de aire o vapores a la bomba. Se puede producir el vórtice cuando la *NPSH* está a su valor mínimo porque la superficie del líquido y la boquilla de succión de la bomba estén cercanos entre sí, porque la bomba no tiene tubo de succión o éste es corto y sencillo. A veces, se puede producir un vórtice cuando el nivel del líquido está muy bajo. En la figura 5 se ilustran los rompedores de vórtices y sus aplicaciones típicas.

Por regla general, los tubos de succión para las bombas de proceso deben ser lo más cortos y sencillos que sea posible. Sin embargo, en muchos casos estos tubos tienen configuración complicada por la elevación del tanque, requisitos de flexibilidad en los tubos para material

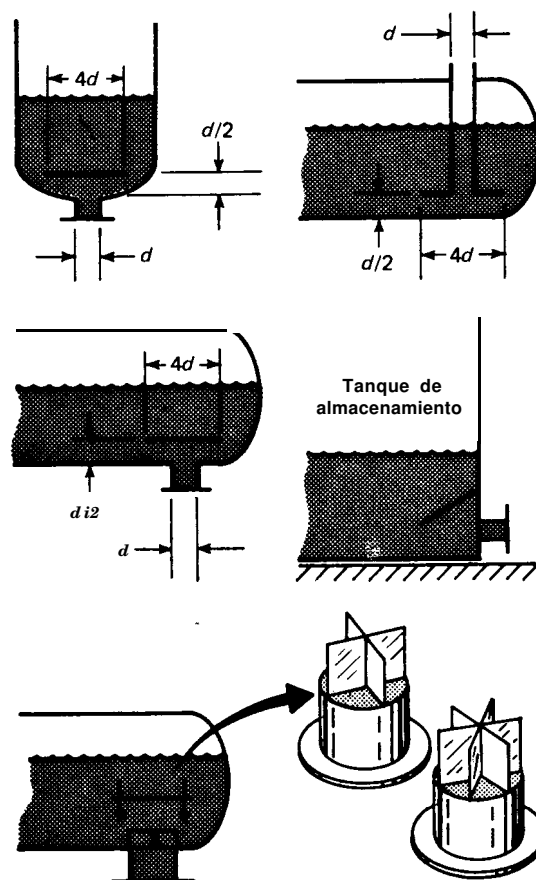


Fig. 5 Rompedores de vórtices en recipientes típicos de proceso

caliente y por la ubicación de la bomba principal y la de reserva. Los tubos de succión no deben tener dobleces ni bolsas; el aire o los vapores se pueden acumular en un doblez y se pueden acumular cuerpos extraños en una bolsa.

Cuando el nivel del líquido en un recipiente de succión está más arriba que la bomba, el tubo de succión debe tener una válvula de corte. Se suele instalar una coladera permanente o parcial entre esa válvula y la bomba en una parte recta del tubo de succión. No se debe utilizar una coladera del tipo de esquina, porque su resistencia ocasionará caída de presión en un lugar indeseable.

Bombeo de líquidos saturados

Para líquidos subenfriados, la presión disponible en la boquilla de succión es adecuada para la *NPSH* y las pérdidas en la tubería. Por tanto, los tanques de succión deben estar cerca de la rasante y la configuración de la tubería no es tan crítica (Tabla 1).

Muchas bombas de proceso manejan líquidos saturados; por tanto, se elevan el recipiente de succión y la boquilla de extracción para dar la *NPSH* requerida, más una distancia igual a la altura estática de las pérdidas en la tubería (Tabla 1).

Hay que repetir una regla importante para el diseñador. La presión no debe caer en ningún punto en la tubería de succión, por la resistencia en la bomba y componentes, a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Es indeseable un tubo horizontal inmediatamente después de la boquilla de extracción, porque una reducción gradual es la presión, en proporción con la longitud de ese tubo, puede hacer que se vaporice el líquido. Además, si el nivel de líquido en el tanque de succión está bajo, la carga estática disponible quizá no sea suficiente para compensar la pérdida en la salida y la pérdida por fricción en el tramo de tubo horizontal. Esto ocurre más con líquidos ligeros y volátiles.

Un tramo de tubo horizontal después de una caída vertical no es malo porque hay carga estática disponible al comienzo del tramo horizontal. En un tramo vertical de tubería de succión, la energía potencial es mucho mayor que la energía consumida por la fricción. Entonces, cuando se bombean líquidos calientes un tubo vertical después de la boquilla de extracción es muy deseable; con hidrocarburos ligeros puede ser indispensable.

Para evitar la vaporización en la boquilla de extracción del recipiente, la carga estática mínima del líquido encima de ella debe ser mayor que la pérdida en la entrada al tubo de succión. La cavitación en esa boquilla puede ocasionar ondas de presión indeseables y un control errático.

La resistencia en la salida de una boquilla se puede expresar con:

$$h_L = Kv^2/2g \quad (7)$$

en donde h_L es el nivel del líquido encima de la boquilla de extracción, en ft; $K = 0.5$, que es el coeficiente

de resistencia para una entrada con bordes agudos en el tubo, v es la velocidad de flujo ft/s, y g es la constante de la gravedad, 32.2 ft/s².

Con el empleo de un factor de seguridad de cuatro, la altura mínima del líquido encima de la boquilla será:

$$h_L = 4Kv^2/2g \quad (8)$$

Al resolver la ecuación (8) para la velocidad de flujo, v , con tubo de entrada de bordes agudos y $K = 0.5$, se tiene:

$$v = \sqrt{2gh_L/4K} = 5.67 \sqrt{h_L}, \text{ ft/s} \quad (9)$$

La ecuación (9) es adecuada para niveles de líquido hasta 1.5 veces mayor que el diámetro de la boquilla de extracción, medido desde su borde superior. El factor de seguridad de la ecuación (9) se justifica porque puede haber agitación del líquido o se pueden formar espuma o emulsión en la superficie, que reducen el nivel mínimo confiable calculado para el líquido. Las imperfecciones en la fabricación y los tubos usados puede producir un coeficiente de resistencia mayor de $K = 0.5$.

Para ilustrar estos principios, determínese el tamaño de una boquilla de extracción colocada muy alta encima de la succión de la bomba en un recipiente para proceso (Fig. 6). Determínese también el tamaño del tubo vertical de succión. El volumen de flujo en la boquilla será de 1 600 gpm y $h_L = 15$ in. El tamaño de la boquilla de succión de la bomba es 8 in.

La velocidad de flujo se calcula con la ecuación (9)

$$v = 5.67 \sqrt{15/12} = 6.34 \text{ ft/s}$$

Luego, se resuelve la ecuación (4) para d :

$$d = \sqrt{0.408(1.600)/6.34} = 10.14 \text{ in}$$

Ese es el diámetro calculado para la boquilla de extracción. Por razones prácticas, se selecciona el tamaño inmediato mayor; la boquilla tendrá un diámetro nominal de 12 in.

Si la boquilla de extracción es más grande que un tubo de succión de tamaño razonable, se puede reducir el diámetro nominal de la pierna vertical (Fig. 6). En este ejemplo, se puede utilizar un tamaño inmediato mayor para el tubo de succión que la boquilla de succión de 8 in requerida para la bomba. En resumen.

Boquilla de extracción. 10.14 in, calculado
Boquilla de extracción (nominal). 12 in, reducido
Tubo de succión (nominal). 10 in, reducido
Boquilla de succión de bomba
(nominal) . . . 8 in, de fábrica

En la figura 6 se ilustran diseños opcionales para la conexión de tubo de succión con la boquilla de extracción. La opción B tiene menor resistencia al flujo hasta llegar al nivel X que la opción A. Se prefiere la opción A en casos donde los límites en los que la boquilla de extrac-

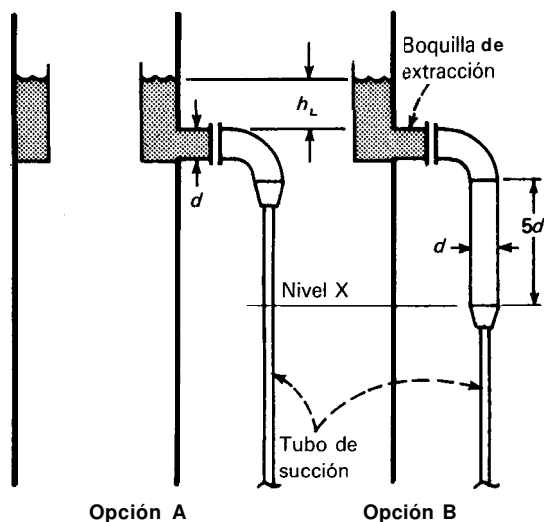


Fig. 6 La boquilla de extracción está alta, encima de la succión de la bomba

ción está calculada en 10.4 in es un poco mayor que el tamaño determinado del tubo de succión, 10 in. Se prefiere la opción B si el tamaño calculado de la boquilla de extracción (que para este ejemplo se supone que $d = 11.5$) está cerca del tamaño nominal inmediato mayor.

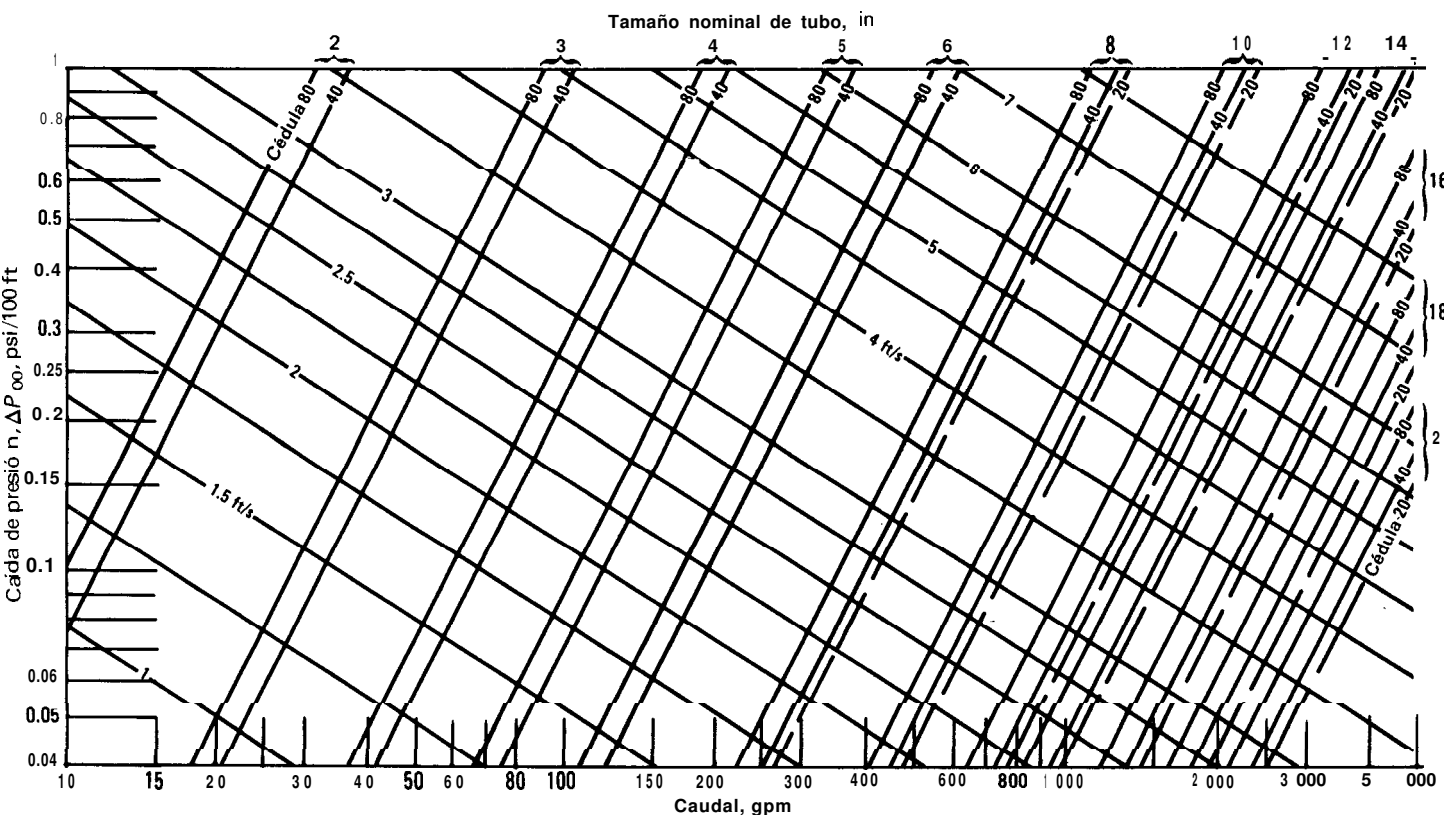
La presión de alimentación para una bomba centrífuga no debe fluctuar porque una reducción súbita de la presión con un líquido caliente puede liberar grandes cantidades de vapor. Para evitar la vaporización, se puede agregar un sistema para inyector líquido frío en el tubo de succión y puede ser necesario, por ejemplo, en una bomba para agua de alimentación de calderas.

La succión de vapores por la bomba ocasionará problemas cuando se reduce mucho el flujo, por ejemplo, el arranque o cuando fluctúa la capacidad de la bomba. Puede ser necesario un tubo de respiración conectado en la parte superior de la carcasa en la primera entrada para el impulsor y que llegue hasta el espacio para vapores en el tambor de succión.

La cavitación puede ocurrir en las bombas grandes cuando funcionan con menos del volumen de flujo mínimo especificado por el fabricante. Si se espera un flujo muy reducido, por ejemplo, del 20 % de la capacidad nominal, habrá que incluir una válvula de derivación con mínimo flujo en el tubo de descarga, con una válvula de estrangulación, un orificio de restricción o ambos.

Tamaño del tubo de succión

El tamaño del tubo de succión, por lo general, es uno o dos tamaños mayor que el de la boquilla de succión de



Nota: Los valores de ΔP_{100} son $S = 1$ y f para turbulencia total. Multiplicar los valores de ΔP_{100} por la densidad relativa y la corrección del factor de fricción. $f(\text{real})/f(\text{turbulencia total})$

Fig. 7 Pérdida de presión y velocidad de flujo en tuberías de proceso para flujo totalmente turbulento y densidad relativa de uno

la bomba. Nunca se debe utilizar un tubo de succión más pequeño que la boquilla de la bomba. Se puede calcular que las pérdidas totales en el tubo de succión son entre 1 a 3 ft de carga de líquido. La velocidad del líquido puede ser de 2 a 8 ft/s y de 0.5 a 4 ft/s con líquidos viscosos.

En la figura 7 se presenta una solución en forma de gráfica para la ecuación de Darcy:

$$\Delta P_{100} = 1.346/S(Q^2/d^5) \quad (10)$$

para una densidad relativa de $S = 1$ y factores de fricción f en la zona totalmente turbulenta. Además, en la ecuación (10), Q es el volumen de flujo, gpm y d es el diámetro inferior del tubo, en in.

Las gráficas de la figura 7 son para una serie práctica de tamaños de tubos de succión. Se puede calcular que la pérdida unitaria es de 0.05 a 0.5 psi/100 ft para líquidos saturados y de 0.5 a 1.0 psi/100 ft con líquidos subenfriados.

Véase la gráfica teniendo a mano el caudal se cruza el tamaño del tubo y se lee la pérdida unitaria de presión. En la intersección para tamaño de tubo y volumen se lee la velocidad de flujo.

Los valores de pérdida unitaria ΔP_{100} obtenidos con la figura 7 se deben corregir si $S \neq 1$ y el factor de fricción queda en la zona turbulenta de transición o si se pien-

sa utilizar un factor de fricción corregido, como el utilizado con tubos para agua usados. Por tanto:

$$\Delta P_{100} (\text{real}) = \Delta P_{100} (\text{gráfica}) \times S \times \frac{(\text{real})}{(\text{turbulencia total})}$$

El factor real de fricción se puede obtener mediante el número de Reynolds.⁶

Se puede emplear la figura 7 para verificar la pérdida unitaria calculada en el ejemplo para determinar la *NPSH* en la tabla I. Para un flujo de 120 gpm en un tubo cédula 40 de 4 in, la figura 7 indica que la pérdida unitaria es de 0.31 psi/100 ft y la velocidad es de 3 ft/s. Al corregir para la densidad relativa y el factor de fricción, se encuentra que la pérdida unitaria real es

$$\Delta P_{100} = 0.31 \times 0.94 \times (0.023/0.0165)$$

$$\Delta P_{100} = 0.4 \text{ psi/100 ft}$$

Referencias

1. Hydraulic Institute Standards, 12a. ed., p. 57. Hydraulic Institute, New York.
2. Ibid., p. 78.
3. "Cameron Pump Manual," Ingersoll-Rand Corp. Phillipsburg, N. J.
4. Hydraulic Institute Standards, 12a. ed., pp. 87-99, Hydraulic Institute, New York.
5. Ibid., pp. 99-100.
6. Karassik, Krutzsch, Fraser, Messina, "Manual de Bombas", Libros McGraw-Hill de México, 1983.

Diseño de tuberías para las condiciones de descarga

Las características de la bomba, requisitos del sistema y ubicación del equipo son los factores principales para establecer el tamaño más económico de la tubería de descarga de bombas cen trifugas.

Robert Kern, Hoffmann La Roche, Inc

Las economías en el desembolso de capital y el costo de operación son los requisitos esenciales cuando se diseña la tubería de descarga de una bomba; en contraste con la necesidad de funcionamiento confiable cuando se trata de la tubería de succión.

Si la bomba centrífuga recibe líquido saturado en su lado de succión, éste queda bien subenfriado en el tubo de descarga por el aumento en la presión. Ésta es una de las razones por las cuales los filtros, orificios, válvulas de control, intercambiadores y otras restricciones al flujo se instalan en el lado de descarga.

En este artículo se analizarán y calcularán las resistencias al flujo en el lado de descarga de la bomba de proceso. Con ellos, será fácil seleccionar tamaños económicos para tubos de descarga hasta de 12 in de diámetro. Para los más grandes, a menudo hay que hacer una comparación de costos más detallada, para elegir entre diseños posibles para el tubo.

Características de descarga de las bombas

Si se estudian los datos de la bomba típica y sólo se conoce el caudal, se puede deducir un diseño razonable para el sistema hidráulico sin que importe la presión de descarga requerida en el líquido.

Cumas de rendimiento. En la figura 1 se presenta una gráfica compuesta de clasificación para una serie de bombas estándar para procesos químicos, y la curva de carga y capacidad de una bomba específica. Las curvas de rendimiento indican que esa bomba puede manejar de 150 a 300 gpm, o sea casi a su punto de máxima eficiencia. Otros datos son:

Flujo, gpm	150	a	300
Diámetro del impulsor, in	6	a	10
Potencia, hp	3	a	10
Eficiencia, aproximada, %	58	a	67
Carga total, ft de agua	30	a	90

Todos estos datos se tomaron de la figura 1b para la bomba con boquilla de succión de 4 in y boquilla de descarga de 3 in. La carga total representa una presión diferencial de 13 a 39 psi cuando se bombea agua, entre las bridas de succión y descarga.

Para un flujo de unos 250 gpm el tubo de succión puede ser de 6 in y el de descarga de 4 in. Los orificios podrían ser de 4 o 6 in, la válvula de control de 3 o 4 in y las válvulas de corte y el colador serían el tamaño de la tubería. Con estos datos, se pueden hacer cálculos detallados para determinar la carga total requerida en la bomba y seleccionar el diámetro del impulsor y el tamaño del motor.

Una bomba centrífuga es dinámica y sólo puede funcionar normalmente en determinados puntos en la curva de descarga y capacidad. Por ello la suma de las resistencias en la tubería y componentes durante el funcionamiento debe quedar exactamente dentro de esa curva. La relación entre la curva de carga y capacidad de la bomba y la de la resistencia de la tubería se indica en la figura 2. La resistencia de la válvula para estrangulación no se debe incluir en la del sistema. El tramo entre las curva de carga y capacidad y la de resistencia del sistema está disponible para la resistencia por estrangulación, es decir, la **AP** de la válvula de control. Aunque la resistencia en el tubo aumenta con un mayor caudal,

En las curvas de carga y capacidad de los fabricantes, la carga total no suele incluir diferencias en la carga de velocidad calculada entre las bridas de succión y descarga. Los diagramas que incluyen esas diferencias indican la carga dinámica total en la escala vertical. En este ca-

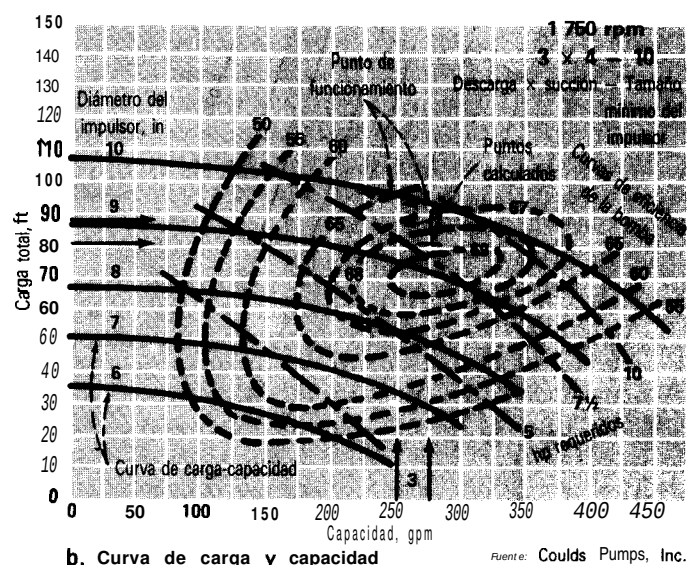


Fig. 1 Rendimiento de una serie típica de bombas centrífugas y características detalladas de la bomba seleccionada

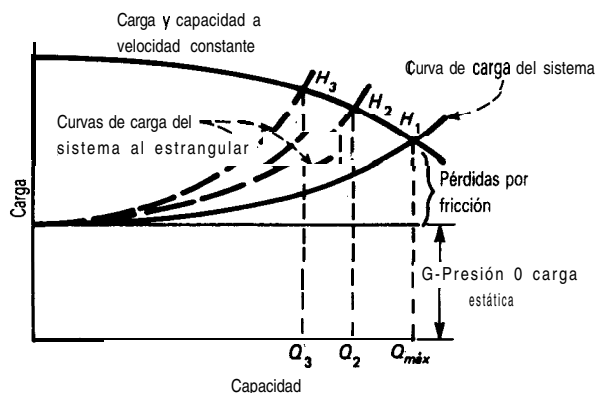
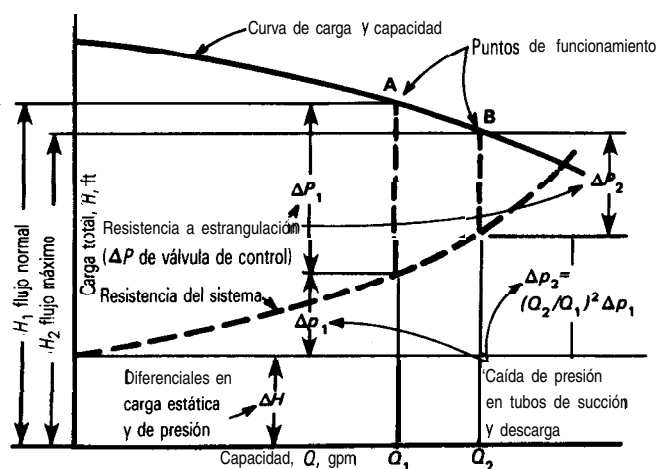


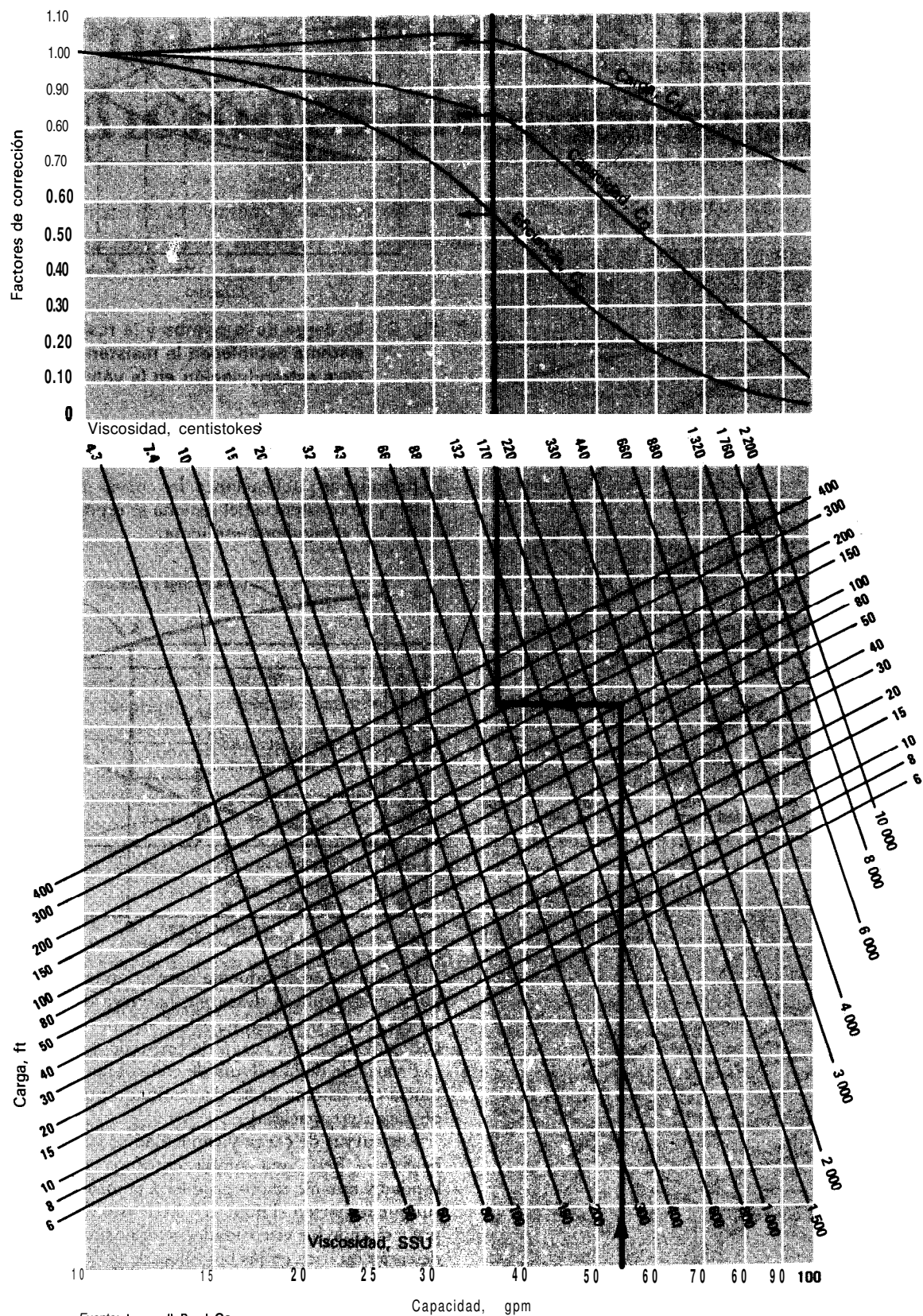
Fig. 2 La carga de la bomba y la resistencia del sistema establecen la resistencia disponible para estrangulación en la válvula de control

En muchas publicaciones, las curvas de carga y capacidad y de resistencia del sistema se reproducen como se indica en el siguiente esquema:



Las curvas en el esquema parecerían indicar que cuando se estrangula la descarga, la curva de resistencia se mueve a otra posición; no es así. En un tubo de descarga dado sólo hay una curva de resistencia del sistema. La P variable de la válvula de control hace subir la resistencia del sistema hasta determinado punto en la curva de carga y capacidad.

Las curvas de carga y capacidad se trazan para bombear agua. Pero, una bomba centrífuga con impulsor, velocidad y tamaño dados producirá la misma carga en pies sin que importen el líquido y su densidad relativa, siempre y cuando las viscosidades sean normales. La presión de carga estática en las boquillas de la bomba serán mayores con un líquido más denso y también se necesitará más caballaje. Los requisitos de caballaje al freno (bhp) para bombear agua se superponen en la curva de carga y capacidad (Fig. 1b). Se multiplica el caballaje requerido para bombear agua por la densidad relativa del líquido que se bombea para obtener el caballaje real. Las



Fuente: Ingersoll Rand Co.

Fig. 3 Factores de corrección para líquidos newtonianos viscosos movidos por bombas centrífugas de una etapa

Notación

β	Relación entre diámetro de orificio y diámetro interior de tubo
$\beta^2 C$	Coefficiente de capacidad del orificio (si $\beta = 0.7$, $\beta^2 C = 0.339$)
C_v	Coefficiente de válvula de control
C_{v_c}	Coefficiente calculado de válvula de control
d	Diámetro interior del tubo, in
f	Factor de fricción
μ	Viscosidad, centipoises
L	Longitud equivalente del tubo, ft
N_{Re}	Número de Reynolds
Δp	Pérdida de presión, psi
ΔP_{100}	Pérdida unitaria, psi/100 ft
P	Presión, psi
ΔP	Presión diferencial, psi
Q	Volumen de flujo, gpm
ρ	Densidad del líquido a temperatura de bombeo, lb/ft ³
S	Densidad relativa a temperatura de bombeo.

curvas de eficiencia también se superponen en las de carga y capacidad (Fig. 1b). El punto normal, ideal, de funcionamiento está en la gama de máxima eficiencia.

Al calcular la carga total requerida con capacidades operacionales, es útil conocer los puntos de funcionamiento en la curva de carga y capacidad para poder calcular con más aproximación las presiones diferenciales en la válvula de control.

Si no se ha seleccionado la bomba, de todos modos se puede calcular el aumento en la carga total en una bomba dada cuando la capacidad se reduce en X% en relación con una determinada. Este aumento en la carga total puede ser de 0.5 a 1.0 multiplicado por X%. Un valor alto para este aumento, seleccionado en la gama de 0.5 a 1.0, digamos 0.85X%, se justifica por tres razones:

1. La bomba no será de tamaño menor al requerido.
2. La curva de carga y capacidad con impulsor gastado tendrá mayor caída cuando aumenta el flujo, por comparación con un impulsor nuevo.
3. Una ΔP un poco mayor en la válvula de control, producirá una posición más deseable del macho con flujo máximo.

Flujo de líquido viscoso. Cuando se bombean líquidos viscosos, en vez de agua, se reducirán la carga, capacidad y eficiencia y se necesitará más caballaje; la *NPSH* requerida no cambia. En la figura 3 aparece una gráfica para corrección del rendimiento para bombas centrífugas convencionales, de una etapa que manejan líquidos newtonianos viscosos, con capacidades entre 10 y 100 gpm. En Hydraulic Institute Standards' aparece una gráfica similar para 100 a 1 000 gpm.

Estas gráficas no se deben utilizar en bombas con impulsores múltiples, de flujo mixto y de flujo axial; sus fabricantes tienen las gráficas para corrección por viscosidad.

Para utilizar la figura 3, se selecciona una bomba mediante las curvas de carga y capacidad con óptima efi-

ciencia preparadas por el fabricante y se determinan la carga, capacidad y eficiencia. Véase la figura 3 con la misma capacidad. Se cruza la línea de carga, en pies y se avanza en sentido horizontal, a derecha o izquierda, hasta la viscosidad μ , luego, en sentido vertical hacia arriba para cruzar el factor de corrección de eficiencia, C_E , el factor de corrección de eficiencia, C_Q , y el factor de corrección de carga, C_H . En la figura 3 está trazado un ejemplo.

Las características corregidas de rendimiento para líquidos viscosos serán:

$$\begin{aligned} Q_w \times C_Q &= Q_{vis} \\ H_w \times C_H &= H_{vis} \\ E_w \times C_E &= E_{vis} \end{aligned}$$

en donde Q , H y E son la capacidad, carga total y eficiencia; el subíndice w es para agua y el subíndice vis es para líquido viscoso.

Flujo en dos fases. Si la presión cae a menos de la presión de vapor del líquido en el tubo de descarga, por ejemplo, después de un intercambiador de calor o válvula de control, ocurrirá vaporización. La resistencia por fricción en el tubo aumenta en forma considerable cuando se incrementa el contenido de vapor en el líquido. Esa sección del tubo de descarga se debe calcular para flujo en dos fases; si se espera éste en una tubería entre dos equipos de proceso, se pueden reducir los costos de capital y operación si están colocados uno junto al otro. En general, los tubos con flujo en dos fases deben ser cortos.

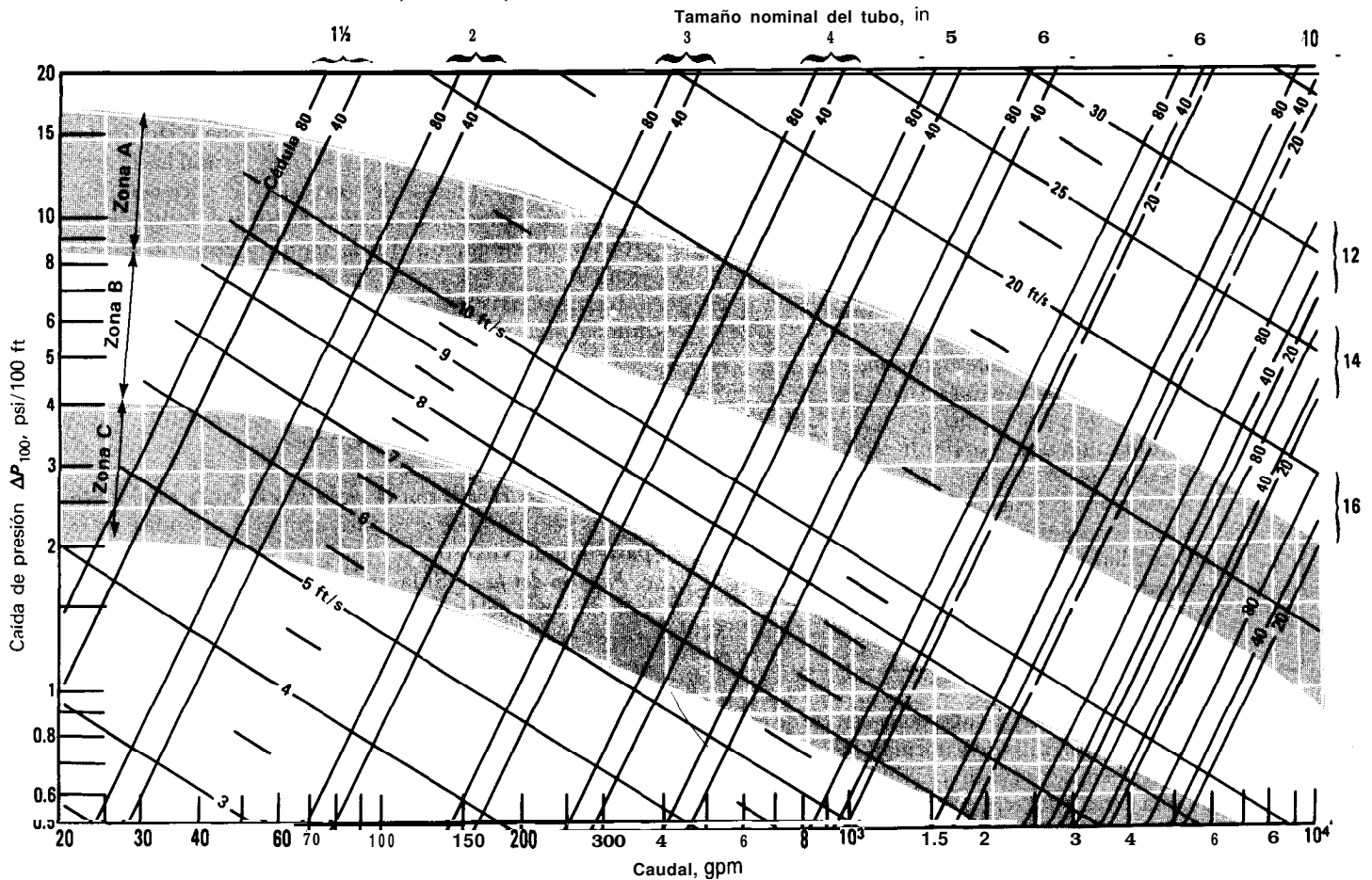
Cálculos de la carga total

Se pueden utilizar los datos de la figura 4 para seleccionar el tubo de descarga del tamaño adecuado para la bomba centrífuga. Las zonas sombreadas en la figura 4 ayudarán a seleccionar el tamaño económico de tubos de acero de aleación o al carbono cuando la unidad motriz de la bomba conste de motor eléctrico o turbina de vapor.

En general, se pueden determinar con facilidad los tamaños económicos de los tubos si se enumeran las pérdidas unitarias de varios tamaños contiguos de tubos. Por ejemplo, las pérdidas unitarias en un tubo cédula 40 para un flujo de 300 gpm, obtenidas con la figura 4, indican :

Tamaño del tubo		ΔP_{100}
in		psi/100 ft
3		8
4		1.9
6		0.23

En este caso, un tubo de 4 in es razonable. Es muy probable que la pérdida unitaria en un tubo de 3 in aumentaría el costo de la energía a un grado que no se puede compensar con el menor costo de capital de la tubería y componentes. No se ha tenido en cuenta el costo de una bomba y motor que quizá tendrían que ser más grandes. La pérdida unitaria en un tubo de 6 in es demasiado bajo para una bomba promedio. Cuando el tubo de descarga sea muy largo, sería razonable uno de 6



*Tamaños económicos para tubo de descarga:

Zona A: Tubo de acero de aleación, amortización en 2 años

Zona B: Tubo de acero al carbono, motor eléctrico o amortización

en 2 años. También tubo de acero de aleación, amortización a largo plazo

Zona C: Tubo de acero al carbono, propulsión con turbina o amortización a largo plazo

Nota: Los valores de ΔP_{100} son para $S = 1$ y f para turbulencia total.

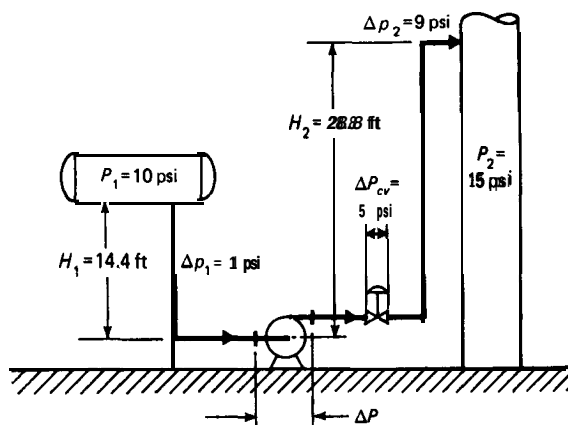
Multiplicar los valores de ΔP_{100} por la densidad relativa y la corrección del factor de fricción, $f(\text{real})/f(\text{turbulencia total})$

Fig. 4 Las pérdidas unitarias de presión en tubo de acero comercial, nuevo, ayudan a seleccionar el tubo de descarga del tamaño adecuado

in, como cabezal de suministro de agua de enfriamiento hasta un punto distante.

Un ejemplo servirá para ilustrar los conceptos para calcular la presión diferencial de la bomba.

Una bomba mueve un líquido que tiene una densidad, ρ , de 50 lb/ft³ desde un tambor elevado hasta un punto en una columna, como se indica en el siguiente diagrama:



La presión P_1 en el tambor es 10 psi y en la columna, P_2 es 15 psi. La caída de presión, ΔP_{cv} , es de 5 psi; las pérdidas por fricción en el tubo de succión es $\Delta p_1 = 1$ psi y en el de descarga $\Delta p_2 = 9$ psi. Ahora se calculará la carga total requerida en la bomba, es decir la presión diferencial ΔP entre las bridas de succión y descarga.

La carga de succión y la de descarga tiene cuatro componentes: carga estática, carga de presión, carga de velocidad y resistencia en la tubería y componentes. No se han calculado las diferencias en la carga de velocidad, pues las suelen incluir los fabricantes en sus curvas de carga y capacidad. La presión y la carga estática en un sistema suelen permanecer constantes con los cambios en la capacidad. Las resistencias en el tubo de succión, el de descarga y los componentes varían según el volumen de flujo (Fig. 2). Por tanto, el análisis será:

	Succión Psi	Descarga Psi
Presión en el recipiente	$P_1 = 10$	$P_2 = 15$
Presión de la carga estática	$P_{H1} = 5$	$P_{H2} = 10$
Pérdida por fricción	$\Delta p_1 = 1$	$\Delta p_2 = 9$
Total	14	34

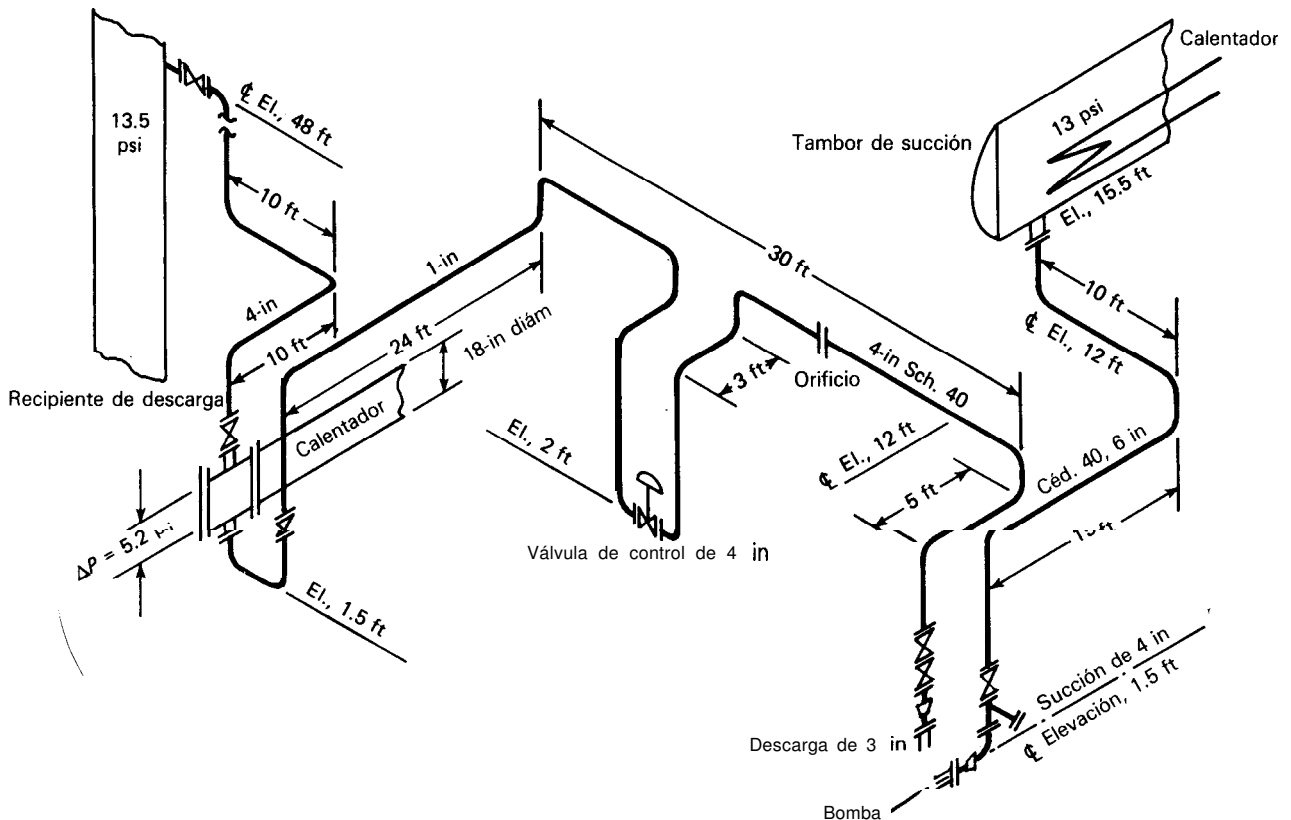


Fig. 5 Distribución de la tubería y equipo para los tubos de succión y descarga en la bomba de proceso utilizadas en el problema

Ya se puede restar la resistencia total en la succión de la contrapresión en el tubo de descarga, para encontrar la presión diferencial en la bomba sin incluir la válvula de control: $34 - 14 = 20$ psi. Si se selecciona una ΔP_v de 5 psi para la válvula de control, hay que sumarla a las 20 psi de presión diferencial de la bomba para obtener la presión diferencial entre las bridas de la bomba de 25 psi o expresada como la carga total requerida de líquido:

$$H = (25) (144)/50 = 72 \text{ ft}$$

Ejemplo del procedimiento para diseño

Una bomba centrífuga con boquillas de succión de 4 in y de descarga de 3 in, manejará gasoil con un flujo normal de 250 gpm en el sistema ilustrado en la figura 5. Si se incluye un factor de seguridad de 1.1 se encuentra que el volumen máximo de flujo será $1.1(250) = 275$ gpm. La densidad relativa es $S_{60} = 1.18$ y la densidad es $\rho_{60} = 73.6 \text{ lb/ft}^3$. Con una temperatura de bombeo de 555°F , $S = 1.04$ y $\rho = 64.87 \text{ lb/ft}^3$. La viscosidad del gasoil es 0.6 cp. Hay una válvula de control de flujo en el tubo de descarga.

Hay que calcular la carga total en la bomba cuando va a funcionar con flujo normal y con flujo máximo.

Primero se determina la pérdida en el tubo de succión y, luego, en el tubo de descarga. Los datos del tubo cédula 40 son:

	Tubo de succión	Tubo de descarga
Tamaño nominal, in	6	4
Diámetro interior, d , in	6.065	4.026
d^2	8.206	1.058

Tubo de succión. Para encontrar la pérdida en este tubo primero se calcula el número de Reynolds con

$$N_{Re} = 50.6(Q/d)(\rho/\mu)$$

$$N_{Re} = 50.6(250/6.065)(64.87/0.6) = 225 \text{ } 500$$

El factor de fricción, f , para este número de Reynolds es de 0.0175.⁵ Al sustituir en la siguiente ecuación, se obtiene la pérdida unitaria:

$$\Delta P_{100} = 1.35fSQ^2/d^5$$

$$\Delta P_{100} = 1.35(0.0175)(1.04)(250)^2/8 \text{ } 206$$

$$\Delta P_{100} = 0.19 \text{ psi/100 ft}$$

Después, se encuentra la longitud equivalente del tubo de succión y sus accesorios con los datos publicados:

Longitud del tubo .	39 ft
5 codos cortos .	75 ft
1 reductor .	4 ft
1 colador .	30 ft
1 válvula de compuerta .	6.5 ft
1 entrada al tubo .	18 ft
Longitud total equivalente, L	172.5 ft

Entonces, la pérdida total en el tubo y sus conexiones con el flujo normal de 250 gpm se convierte en:

$$\begin{aligned} AP &= \Delta P_{100}(L/100) \\ AP &= 0.19(172.5/100) = 0.33 \text{ psi con flujo normal} \\ \Delta P &= 0.33(250/275)^2 = 0.4 \text{ psi con flujo máximo} \end{aligned}$$

Para encontrar la presión en la boquilla de succión, se calcula la presión de la carga estática: (14) (64.87)/144 = 6.3 psi y se suma a la presión de 13 psi en el tambor para obtener 19.3. Dado que la pérdida por fricción en el tubo con flujo normal es de 0.33 psi, la presión en esa boquilla será de 19.3 - 0.33 = 18.97 psi. Con flujo máximo, la presión en la boquilla es de 19.3 - 0.4 = 18.9 psi.

Tubo de descarga. Se hace un cálculo similar para encontrar la pérdida en el tubo de descarga, que es:

$$N_{Re} = 50.6(250/4.026)(64.87/0.6) = 340\,000$$

El factor de fricción f para este número de Reynolds es de 0.0178. Ahora se utiliza la figura 4 para encontrar que la pérdida unitaria $A P_{100}$ es 1.32 psi con turbulencia total en el flujo normal de 250 gpm. Dado que el flujo para este número de Reynolds está en la zona de transición, hay que corregir la pérdida unitaria como sigue:

$$\Delta P_{100} = 1.32(1.04)(0.0178/0.0165) = 1.48 \text{ psi/100 ft}$$

Después se encuentra la longitud equivalente del tubo de descarga y sus accesorios como sigue:

Longitud del tubo	156 ft
20 codos cortos	210 ft
4 válvulas de compuerta	18 ft
1 reductor	3 ft
2 salidas	40 ft
1 entrada	10 ft
Longitud total equivalente, L	437 ft

Entonces, la pérdida total en el tubo y accesorios con el flujo normal de 250 gpm se convierte en:

$$\begin{aligned} AP &= \Delta P_{100}(L/100) \\ AP &= 1.48(437/100) = 6.47 \text{ psi} \end{aligned}$$

y con flujo máximo,

$$AP = 6.47(275/250)^2 = 7.83 \text{ psi}$$

En la tabla I aparece un procedimiento detallado para calcular la carga total de la bomba con flujo normal y con flujo máximo.

Para los cálculos de la tabla 1 se recomienda lo siguiente:

Las líneas 1 a 6 se pueden calcular en forma simultánea para flujo normal y máximo. Las líneas 1, presión en recipiente de descarga, y 2, carga estática de descarga, no cambian con flujos alternos. Líneas 3, 4 y 5: La ΔP del orificio, pérdida por fricción en el tubo y por fric-

ción en el equipo aumentan según la capacidad. Entonces:

$$\Delta P_{\max} = (\text{Factor de seguridad de la bomba})' \Delta P_{\text{normal}}$$

Línea 3: La caída de presión en el orificio depende de la deflexión del manómetro y de la relación diámetro del orificio/diámetro del tubo.

La deflexión del manómetro para el orificio con flujo de 250 gpm será:

$$\begin{aligned} h_w &= [0.176Q \sqrt{S}/(d_1^2 \beta^2 C)]^2 \\ h_w &= [0.176(250) \sqrt{1.04}/(16.21 \times 0.339)]^2 \\ h_w &= 80.7 \text{ in, o } 6.73 \text{ ft} \end{aligned}$$

Para esta deflexión, se puede utilizar un manómetro de 100 o de 125 in de longitud. La ΔP_o del orificio será:

$$\Delta P_o = 6.73(62.37)/144 = 2.92 \text{ psi}$$

Con $\beta = 0.7$, la pérdida permanente será el 52% de la presión diferencial en el orificio:

$$\Delta P_o (\text{pérdida}) = 0.52(2.92) = 1.52 \text{ psi}$$

Línea 4: ya se ha calculado que la pérdida en el tubo de descarga y el de succión es de 6.47 psi. Línea 5: la caída de presión en el intercambiador y otro equipo se puede obtener con el fabricante. La línea 6 es la suma de las líneas 3 a 5 con flujo normal. Con un flujo 10% mayor y un factor de seguridad de 1.1 para la bomba, la resistencia en el tubo de descarga aumentará en (1.1)². La línea 7 es el subtotal de las líneas 1, 2 y 6 con flujo normal y con flujo máximo.

En este momento, se continuarán los cálculos pero con el flujo máximo por razones que serán evidentes.

Línea 8: para que la válvula de control funcione en la gama óptima con flujo normal, hay que considerar que el macho está abierto del todo con el flujo máximo. Esto también da una caída de presión en la válvula. Una válvula de control de 4 in de asiento sencillo tiene un coeficiente de válvula $C_v = 124$ y con $C_{vc}/C_v = 1$:

$$\begin{aligned} \Delta P_{(min)} &= \left[\frac{Q}{(C_{vc}/C_v)C_v} \right]^2 S \\ \Delta P_{(min)} &= \left[\frac{275}{1 \times 124} \right]^2 1.04 = 5.12 \text{ psi} \end{aligned}$$

La línea 9 es la presión requerida de descarga, que incluye la presión diferencial en la válvula de control con flujo máximo. Ya se ha calculado la presión en la boquilla de succión. Cuando se resta la presión en la entrada de succión de la presión requerida de descarga, se obtiene la presión diferencial de la bomba con flujo máximo (línea 11), que se convierte a la carga equivalente (línea 12) con el empleo del vapor ya determinado de 36.62 según la tabla 1:

$$\frac{144(\Delta P)}{\rho} = \frac{144(36.62)}{64.87} = 81.3 \text{ ft}$$

Tabla I. Cálculos de carga total de la bomba

Línea	Variable	Flujo normal, psi	Flujo máximo, psi
1.	Presión recipiente descarga	13.5	13.5
2.	Carga estática descarga	20.94	20.94
3.	ΔP_o de l o r i f i c i o	1.52	
4.	Pérdida de fricción del tubo de descarga	6.47	
5.	A P d e l intercambiador	5.2	
6.	Resistencia sistema descarga	13.19 x (1.1) ² = 15.96 ^b	
7.	S u b t o t a l e s	47.63	50.40
8.	ΔP válvula de control	10.71 ^d	5.12 ^c
9.	Presión de descarga	58.34	55.52
10.	Presión boquilla succión..	18.97	18.9
11.	Presión diferencial de bomba	39.37	36.62
12.	Carga total requerida (144 x ΔP)/ ρ	87.4 ^e ft	61.3 ft
13.	Carga total con curva de carga-capacidad	95 ft	92 ft
14.	Margen de seguridad total carga	7.6 ft	10.7 ft

^a Resistencia de otro equipo^b Factor de seguridad de la bomba, f.s. = 1.1^c Con $C_{vc}/C_v = 1$ ^d Con $C_{vc}/C_v = 0.5$ a 0.8^e $\Delta H(\text{flujo normal}) = \Delta H(\text{flujo máximo}) \times \frac{1.075}{81.3 \times 1.075} = 87.4$

Ahora se resumirán algunos de estos resultados. La presión necesaria en la boquilla de descarga de la bomba para contrarrestar la contrapresión en el tubo es la suma (línea 9) de la presión real en el recipiente de descarga, de la elevación de carga estática hasta llegar a la boquilla final o al nivel del líquido en el tambor de descarga, la presión diferencial (ΔP) en la válvula de control y las resistencias totales del tubo de descarga y el equipo. La presión diferencial de la bomba (línea 11) es igual a la presión de descarga (línea 9) menos la presión en la boquilla de succión (línea 10).

Ya se puede calcular la carga total con flujo normal, la cual aumentará entre 0.5 y 1 del porcentaje de disminución en la capacidad, que en este ejemplo es de 10%. Entonces, para una bomba con impulsor sencillo se supone un aumento en la carga total de alrededor de 7.5% (es decir, el 0.75 de 10%). El valor calculado para flujo normal está en la línea 12. En la figura 1 b aparecen los valores calculados para la carga total de este ejemplo.

La presión en la boquilla de succión con flujo normal aparece en la línea 10. Línea 9 = línea 10 + línea 11.

La presión diferencial disponible con flujo normal para determinar el tamaño de la válvula de control (línea 8) es igual a la presión de descarga (línea 9) menos la contrapresión sin la válvula de control (línea 7). Esa presión diferencial dará un coeficiente de válvula de control que quede dentro de las gamas recomendadas de $C_{vc}/C_v = 0.5$ a 0.8 para machos contorneados de igual porcentaje:

$$C_{vc} = Q\sqrt{S}/\sqrt{\Delta P} = 250(\sqrt{1.04})/\sqrt{10.71} = 77.9$$

Para la válvula de control de 4 in seleccionada, $C/C = 77.9/124$ o 0.63, que es aceptable.

Con flujo normal de 250 gpm y carga total de 87.4 ft por un lado y con flujo máximo de 275 gpm y 83.1 por el otro, se puede seleccionar la bomba (Fig. 1). El diámetro del impulsor es de 10 in y se requiere un motor estándar de 10 hp; éste trabajará con más del 65% de eficiencia.

Los puntos de carga total calculada quedarán entre impulsores de 9 y de 10 in. La bomba funcionará con carga total de 95 ft a 250 gpm y de 92 ft a 275 gpm. La carga adicional, de 7.6 y 10.7 ft, es un margen de seguridad que compensa las inexactitudes en el cálculo de los datos de propiedades del flujo y de la tubería. Estas presiones diferenciales adicionales las puede absorber la válvula de control. O bien, la válvula de corte en el tubo de descarga se puede cerrar ligeramente para que el punto de funcionamiento llegue a la curva de carga y capacidad. Además, el motor podrá mover la bomba cuando el líquido esté más frío y la densidad relativa sea mayor que en las condiciones normales de funcionamiento.

Si no se ha seleccionado la bomba y no se tiene la curva de carga y capacidad, se puede calcular un margen de seguridad de 5 a 15% y sumarlo a la carga total requerida en la línea 12.

Factores económicos para la tubería

Como lo indican los datos de la figura 1 b, se pueden instalar impulsores de varios tamaños en la carcasa de una bomba; la diferencia en costo de los impulsores será insignificante. Ocurrirá una diferencia en el costo de la bomba y del motor en las que están en grupos contiguos de la gráfica compuesta para clasificación. En casos en los extremos, puede ser más económico volver a diseñar

la tubería de descarga para tener menor caída de presión, en vez de invertir en una bomba y motor más grandes.

Para ahorrar energía, la bomba debe trabajar a su máxima eficiencia; la eficiencia elevada requiere mínimo caballaje y se reduce el desgaste y el mantenimiento. Las bombas de alta eficiencia duran más, son más silenciosas y tienen menos vibraciones que la de baja eficiencia.

Las bombas pequeñas no deben ser del tamaño mayor al requerido; si hay muchas de tamaño mayor en una planta, habrá un desperdicio considerable de energía.

Con tubos de más de 12 in de diámetro, se puede hacer la selección inicial de más de un tamaño, porque los incrementos en capacidad en tubos grandes están muy cercanos entre sí. El costo de los tubos, por supuesto, aumenta según el tamaño; el costo de la energía se reduce debido a las menores resistencias en los tubos y componentes. Para determinar el tamaño más conveniente se suma el costo total de la energía durante el periodo de amortización al costo de la instalación mecánica y eléctrica. El mínimo costo calculado para amortización en 2, 5 o 10 años, será el más económico a la larga.

Se justifica una investigación detallada del tamaño de tubo más económico si la tubería es grande, la configuración de los tubos es larga o complicada o si el material es costoso. La fricción en el tubo debe producir una parte importante de la presión de descarga; de lo contrario habrá poca diferencia en las cargas totales entre diseños

opcionales. Por lo general, no se pueden alterar las presiones en los tanques ni las alturas estáticas del líquido.

En las bombas reciprocantes, la *NPSH* disponible, la presión diferencial y las resistencias en los tubos de succión y descarga no se pueden calcular igual que en las centrífugas. Debido al flujo a pulsaciones, los valores mínimos de presión no deben ser inferiores a la presión de vapores cuando se bombea líquido saturado. Con flujos idénticos, las pérdidas de presión en los tubos de succión y descarga de las bombas reciprocantes son mayores que en las centrífugas. Hattiangad³ ha descrito estos principios. Para información de potencia nominal, instalación y funcionamiento de las bombas reciprocantes se pueden consultar las Hydraulic Institute Standards¹ que también incluyen información para bombas reciprocantes con motor eléctrico y turbina de vapor.

Referencias

1. Hydraulic Institute Standards, 12a. ed., p. 81, Hydraulic Institute, New York.
2. Marischern, J. P. "Critical Centrifugal Pump Information", Ampco Metal, Inc., Milwaukee, WI 53201.
3. Hattiangad, U.S., Specifying Centrifugal and Reciprocating Pumps, *Chem. Eng.*, Feb. 23, 1976, pp. 101-108.
4. Hydraulic Institute Standards, 12a. ed., pp. 165-166, 181-182, 204-205, Hydraulic Institute, New York.
5. Karassik, Krtusch, Fraser, Messina, "Manual de Bombas", Libros McGraw-Hill de México, 1983.

ÍNDICE

- Abrasivos, número de Miller y, 244-248
- Altas presiones, 7
- Amortiguadores de pulsaciones para bombas
reciprocantes, 2 1 1-2 19
- Análisis hidráulico, 30
- Bolsas de gas, 123-126
- Bombas:
 - para alta temperatura, 36
 - American Voluntary Standard (AVS), 33-34
 - centrífugas, 34-36, 71-150, 266
 - análisis de circuitos, 96-101
 - costos estimados, 61-64
 - diagnóstico de problemas, 122-138
 - dimensionamiento para seguridad, 102-104
 - efectos de las variaciones dimensionales, 139-146
 - factores hidráulicos del sistema, 7 1-74
 - condiciones en la succión, 76-86
 - conservación de la energía, 90-95
 - curvas de carga y de carga del sistema, 71-75
 - funcionamiento en condiciones que no son de diseño, 87-90
 - leyes de afinidad y curvas para clasificación, 75-76
 - viscosidad y gases arrastrados, 86-87
 - hechas de plástico, 230-232
 - obtención de un funcionamiento sin problemas, 117-121
 - selección, 110-1 16
 - sistemas:
 - de derivación para, 147-266
 - de enfriamiento recirculantes, 105-108
 - de desplazamiento positivo, 38-40, 153-219
 - dimensionamiento de amortiguadores de pulsaciones para, 2 1 1-2 19
 - dosificadoras de diafragma, 174-191, 256-257
 - prevención de la cavitación en bombas rotatorias de engranes, 206-2 10
 - reciprocantes, 153-173
 - rotatorias, 193-205
 - de diafragma, 267
 - de disco, 257
 - tubular, 257-258
 - de doble succión de carcasa partida, 135
 - dosificadoras, 255-265
 - de diafragma, 174-192, 256-257
 - hidráulico, 225-226
 - de engranes, 249-254
 - tipo de fuelle, 223-225
 - eficientes:
 - en costo, 43-47
 - respecto a energía, 26-29, 43-48, 90-95
 - de engranes:
 - dosificación con, 242-254
 - uso en aplicación con polímeros, 274-282
 - de una etapa, 113-115
 - de etapas (pasos) múltiples, 37, 113-1 15
 - exentas de fugas, 223-229
 - con impulsor flexible, 289-295
 - en paralelo, 135
 - para pastas aguadas, 9-13, 36, 237-243
 - peristálticas, 267-274
 - de pistón (de desplazamiento positivo), 266-267
 - de pozo profundo, 137-138

- para productos químicos:
 - consideraciones de diseño, 19-21
 - normas (estándares), 24
 - tipos, 19
- reciprocantes, 153-173
 - amortiguadores de pulsaciones para, 211-219
 - dosificación con, 255-265
 - prensaestopas para, 160-161
- resistentes a la corrosión, fluoruro de polivinilideno para, 234-235
- rotatorias:
 - de desplazamiento positivo, 193-205
 - de engranes, 267
 - prevención de la cavitación en, 206-210
- en serie, 136
- sumergibles, 266
- para sumidero, 266, 267
- tipo en líneas, 116
- de tornillo, 272
 - aplicaciones con polímeros, 274-283
- para tratamiento de aguas negras, 266-273
 - industriales, 266-273
- de velocidad variable, válvulas de control o, 284-287
- verticales, 13-14, 36-38
 - de volumen controlado, 14-15, 40-42
- Bombeo de volúmenes pequeños, 37-38
- Capacidades, 6-7
- Carga neta positiva de succión (NPSH), 31-33, 115
- Circuitos de bombas centrífugas, 96-101
- Corrosión, 17-18
 - desgaste, 329
 - plásticos adecuados para evitarla, 231
- costos:
 - bombas eficientes en, 43-47
 - de unidades motrices de velocidad variable, 65-67
- Curvas:
 - de capacidad de carga, 110-112
 - características, 110
 - de carga y de carga del sistema, 71-75
- Datos sobre resistencia a productos químicos, 269-271
- Descarga de bomba, tubería para, 362-370
- Desgaste por corrosión, 329
- Diafragmas, 225-226
 - metálicos, 225-226
 - de plástico, 225
- Diseños:
 - de difusores, 114
 - de sumideros, 127-131
 - de volutas, 114
- Eficiencia, 5
- Empaquetaduras:
 - para bombas reciprocantes, 156-160
 - mecánicas, 345-353
- Factores hidráulicos del sistema, 71-95
 - condiciones de la succión, 76-86
 - conservación de la energía, 90-95
 - curvas de carga y carga del sistema, 71-75
 - funcionamiento en condiciones que no son de diseño, 87-90
 - leyes de afinidad y curvas de capacidad, 75-77
 - viscosidad y gases arrastrados, 86-87
- Fallas de cojinetes, 319-322
- Filtraciones de aire, 125-126
- Fluoruro de polivinilideno (PVF), 234-236
- Gas(es):
 - arrastrados, viscosidad y, 86-87
 - disueltos, 55-60
 - inerte, 48-54
- Impulsores: 65-67 112-113
 - abiertos, 113
 - cerrados, 113
 - semiabiertos, 135-137
- Industrias de procesos químicos (IPQ):
 - requisitos de bombas para, 16-25
 - selección de bombas para, 30-42
- Leyes de afinidad y curvas para clasificación, 75-78
- Líquidos:
 - viscosos, 7-9, 40
 - volátiles, 5-6
- Lixiviación, 330-331
- Material(
 - de construcción, 18-19
 - del émbolo para bombas reciprocantes, 161
 - especiales, 22-24
- Miller, número de, 244-248
- Montantes, 110-116, 128
- Motores eléctricos, 61-64
- Pastas aguadas:
 - abrasivas, número de Miller y, 244-248
 - transporte de, 272-273
- Prensaestopas (estoperos):
 - para bombas reciprocantes, 160-161
 - diseño de, 21-22
- Presiones, 7
- Prevención de la cavitación en bombas rotatorias
 - de engranes, 206-210
- Procesamiento de polímeros, bombas de engranes y bombas de tornillo para, 274-283
- Propulsiones mecánicas, con diafragma, 224
- Proyecto de tuberías de succión, 128-131
- Pruebas de las bombas, 133, 134
- Selección de bombas, 3-15
- Sellos:
 - falla de, 319-326
 - mecánicos, 21
 - falla de, 223-326
 - mejoramiento del rendimiento de, 327-337
 - selección e instalación, 338-344

Sistemas:

- de derivación, 147-150

- de enfriamiento con recirculación, 105-109

Succión de bomba, tubería para, 354-361

Transporte de lodos, 272-273

Tubería:

- para la descarga de la bomba, 362-370

- para la succión de la bomba, 354-361

Unidades motrices:

- con motor neumático, 315-318

- de velocidad ajustable, 298-314

- de ca de estado sólido, 301-306

- de CC de estado sólido, 306-308

- electromecánicas con deslizamiento, 310-312

- fluidas, 312-314

- de velocidad variable, mecánicas, 308-311

Válvulas de control o bombas de velocidad variable,
282-288

Variaciones dimensionales, 139-146

Velocidad, 4, 30, 31

Viscosidad, gases arrastrados y, 86-87